

Caixa de velocidades com engrenamento em “crabots” para competição automóvel

Manuel Gomes Cardoso Gonçalves Pereira

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador FEUP: Professor Jorge Seabra



Universidade do Porto

Faculdade de Engenharia

FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2008

All memorable quotations referring to gearboxes involve expletives
- Peter Wright

Resumo

Os objectivos que foram propostos no início deste projecto era o de conseguir , numa primeira fase, efectuar a caracterização de uma caixa de velocidades de dentado recto utilizada no veículo de competição Mitsubishi Lancer Evolution IX ,inserido no agrupamento de produção (grupo N) de rallis para a sua posterior fabricação e respeitante das imposições para homologação. Na segunda fase vai-se proceder a uma optimização e análise em MEF dos “crabots” e se possível uma análise aos esforços dos veios e de rolamentos utilizados.

Para efectuar a caracterização completa era necessário proceder ao levantamento das características dos trens de engrenagens, o tipo de lubrificação inserido e os anéis de engrenamento, que neste caso eram “crabots” (ou *dog* na nomenclatura anglo-saxónica).

Assim os objectivos definidos eram:

Fase I :

1. Caracterização da cadeia cinemática;
2. Caracterização da geometria das engrenagens;
3. Caracterização dos materiais das engrenagens e dos tratamentos térmicos aplicados;
4. Verificação do dimensionamento das engrenagens;
5. Verificação das soluções de lubrificação adoptadas;
6. Verificação dos anéis de engrenamento (com “crabots”).

Fase II :

1. Pesquisa bibliográfica sobre caixas de velocidades com engrenamento por “crabots”;
2. Pesquisa sobre a influência da geometria dos “crabots” no conjunto das engrenagens;
3. Análise microscópica dos “crabots” nas zonas de engrenamento e correspondentes avarias;
4. Análise das solicitações estáticas e dinâmicas aplicadas aos “crabots”, recorrendo a métodos analíticos e ao Método dos Elementos Finitos;
5. Redimensionamento dos “crabots” visando a melhoria da vida útil e da facilidade de engrenamento.

Abstract

Sport car competition gearbox using dog clutch

The purpose of these final project is to achieve , in a first phase, the total characterization of a Mitsubishi Lancer Evolution IX gearbox, used in the sport competition, more exactly in the Production Series or N group cars , for industrial production and with the right specifications for the required homologation by FIA.

In the second stage of these project one of the main goal's is to extract the maximum possible information about the synchronization rings and the dog's, regarding is geometry and dimensions, using either classic mechanical methods or using FEM software. The other goal is to characterize the lubricant, roller bearings, shafts used in the cinematic chain.

Agradecimentos

Agradecimentos aos Professor Jorge Seabra por todo o tempo que gastou no decorrer destes meses em que decorreu este projecto.

Agradecimentos ao Professor João Ferreira Duarte por ter tornado possível este projecto com a Peres Competições.

Agradecimentos a todo o pessoal do CETRIB:

Eng.º Ramiro Martins.

Eng. Beatriz Graça

Agradecimento aos técnicos de laboratórios:

Dona Emília Soares

Agradecimentos aos técnicos das oficinas de Mecânica

Sr. José.

Sr. Abílio.

Rui

Agradecimentos à Fuchs Europe e Fuchs Portugal:

Adam Axel

Carlos Braga

Agradecimentos ao pessoal da Peres Competições

Sr. Luís

José Miguel Peres

Índice

Resumo	iii
1 Introdução	1
1.1 Competição automóvel: os primórdios.....	1
1.2 Competição automóvel : I&D para a produção em série.....	2
2 Caixas de velocidades.....	3
2.1 Introdução	3
2.1.1 Caixas de velocidades de dois veios.....	4
2.1.2 Caixas de velocidades de três veios, ou de <<prise directe>>.....	5
2.1.3 Elementos de engrenamento	6
2.1.4 Rodas dentadas	7
3 Caracterização da cadeia cinemática	9
3.1 Medições directas	9
3.2 Caracterização da geometria das engrenagens	10
3.2.1 Medições directas	10
3.2.2 Simulação numérica	11
3.2.3 Análise de resultados	14
3.3 Escorregamento específico	14
3.4 Segurança.....	14
3.5 Ciclos de Fadiga	15
3.6 Conclusão	15
4 Rolamentos	16
4.1 Equilíbrio estático.....	16
4.2 Escolha dos rolamentos	20
4.2.2 Rolamento Universal	20
4.2.3 Rolamento do veio <i>LayShaft</i>	21
4.2.4 Rolamento de veio <i>MainShaft</i>	21
4.3 Vida dos rolamentos	22
4.3.1 Análise de Resultados.....	23
5 Caracterização do material	24
5.1 Metalografia.....	24
5.1.1 Metalografia no dente da engrenagem.....	24
5.1.2 Análise de resultados	25
5.2 Metalografia no “Crabot”	26
5.2.1 Análise de resultados	26
5.3 Dureza do material.....	27
5.3.1 Teste de dureza de Vickers	27
5.3.2 Caracterização do material	30
5.4 Rugosidade	31
5.4.1 Análise Transversal	32
5.4.2 Análise Radial	32
5.5 Acabamentos Superficiais	33
6 Lubrificante	34
6.1 Análise do Lubrificante Titan Supergear	34
6.2 Análise do Lubrificante Titan Superspeed	37
6.3 Espessura do filme de lubrificante.....	39
6.3.1 Análise de resultados	41

6.4 Conclusão	42
7 Engrenamento	43
7.1 Equilíbrio estático	43
7.2 Sincronização e dinâmica do engrenamento	44
7.2.1 Sincronização	44
7.2.2 Método das Inércias Equivalentes	44
7.2.3 Tempo de sincronização	47
7.2.3 Análise de resultados	49
7.3 Dinâmica do engrenamento	49
7.3.1 Conceitos básicos da dinâmica do engrenamento	49
7.4 Análise modal	51
7.5 Conclusão	52
8 Estudo Geométrico	53
8.2 Aumento da distância ao centro	54
8.3 Diminuição da distância ao centro	56
8.4 Esforço de corte	58
8.5 Selecção de dimensões	58
8.5.1 Carregamento estático	59
8.6 Simulação numérica dos Crabots	61
8.6.1 Resultados obtidos	63
8.6.2 Análise de Resultados	63
8.7 Alteração aos Crabots	63
8.7.1 Crabot normal	64
8.7.2 Crabot 2	64
8.7.3 Crabot 3	65
8.7.4 Crabot 4	65
8.7.5 Crabot triangular	66
8.7.6 Análise de resultados	66
8.8 Conclusão	66
9 Anel de Sincronização	67
9.1 Simulação Numérica	67
9.1.1 Análise de resultados	68
9.2 Anel Sincronizador com crabots alterados	69
9.2.1 Análise de resultados	69
9.3 Deslocamento e Deformação	70
9.3.1 Análise de Resultados	71
9.4 Anel Sincronizador com número de “crabots” variável	71
9.4.1 Tensão equivalente de von-Mises	71
9.4.2 Tensão de corte no plano XY	72
9.4.3 Tensão de corte no plano YZ	73
9.4.4 Tensão de corte no plano XZ	74
9.4.5 Análise de resultados	74
9.5 Interferência no engrenamento	75
9.5.1 Análise de resultados	76
9.6 Conclusão	76
10 Conclusões e desenvolvimentos futuros	77
11 Bibliografia	78
Anexo A – Caixas de velocidades	80
A.1 - ZeroShift	80
A.2- Considerações Geométricas	81

A.2.1- Linha de engrenamento	81
A.3 - “Cota sobre K dentes”	82
Anexo B- Caracterização do Material	83
B.1 – Constituintes do material	83
B.1.1 -Cementação:	83
B.1.2-Elementos de liga presentes:	83
B.2-Material utilizado.....	84
Anexo C- Rugosidade e processos	85
C.1-Erros micro-geométricos	85
C.2-Sistemas de medição.....	85
C.2.1-Sistema da linha média	86
C.2.2-Sistema da envolvente	88
C.3-Classe de qualidade de Rugosidade.....	88
C.4-Medições Radiais e Transversais.....	90
C.4.1 Relatórios	91
C.5-Processos de acabamento de superfície	92
C.5.1-Honing	92
C.5.2-Hobbing	93
C.5.3-Grinding.....	93
Anexo D - Óleos lubrificantes	94
D.1-Aditivos nos lubrificantes.....	94
D.2-Fichas técnicas dos lubrificantes	95
D.3-Viscosidade	96
D.3.1-Generalidades	96
D.3.2-Coeficiente de viscosidade dinâmica	96
D.3.3-Coeficiente de viscosidade cinemática.....	96
D.3.4-Viscosímetro de Engler	96
D.3.4-Norma ASTM.....	98
D.4-Valores da Termo viscosidade	99
D.5-Espessura do Lubrificante	99
Anexo E - KISSsoft	101
E.1-Dados dos perfis do dente :.....	101
E.2-Correção do dentado:	101
E.4 – Relatórios KissSoft	105
Anexo F- Rolamento	106
F.1-Software SKF.....	106
F.2-Cálculo SKF.....	106
F.3-Vida Nominal.....	107

Índice de imagens

Figura 1 - Vincenzo Lancia no seu FIAT 50 hp em 1908	1
Figura 2 - Esquema do sistema de transmissão de potência do Mitsubishi Lancer EVO 9.	3
Figura 3 - Caixa de velocidade de dois veios.	4
Figura 4 - Transmissão de movimento para uma caixa com dois veios.	4
Figura 5 - Esquema da caixa de velocidade de três veios.	5
Figura 6 - Transmissão de movimento para uma relação da caixa.	5
Figura 7 - Transmissão de movimento da relação de engate directo.	5
Figura 8 - Esquema do sistema de engrenamento por crabots.	6
Figura 9 - Esquema do sincronizador Warren	7
Figura 10 - Exemplo de uma engrenagem de dentadura recta.	8
Figura 11 - Esquema de uma engrenagem de dentadura helicoidal.	8
Figura 12 - Esquema de uma roda dentada "chevron".	8
Figura 13 - Conjunto da cadeia cinemática.	9
Figura 14 - Esquema das forças estáticas nos rolamentos.	17
Figura 15 - Esquema das forças no referencial XY.	17
Figura 16 - Esquema das forças estáticas no referencial XZ.	18
Figura 17 - Esquema das forças estáticas no referencial XY.	18
Figura 18 e 19 - Superfície do dente, com maior resolução.	24
Figura 19 e 21 – Zona nuclear do dente da engrenagem; Imagem com maior resolução.	25
Figura 20 e 23 - Zona do pé do dente da engrenagem; Imagem com maior resolução.	25
Figura 21 e 25- Zona superficial do “crabot”; Imagem com maior resolução.	26
Figura 22 e 27 - Zona nuclear do “crabot”; Imagem com maior resolução	26
Figura 23 – Exemplo do método utilizado para a obtenção dos valores da dureza.	27
Figura 24 - Exemplo das diagonais consideradas no cálculo.	27
Figura 25 - Evolução da dureza de Vickers.	28
Figura 26- Evolução da dureza de Vickers no “crabot”.	29
Figura 27 - Colocação do apalpador electrónico num dos flancos das engrenagens.	31
Figura 28 - Direcções em que se efectuaram medições.	32
Figura 29- Evolução dos valores de termoviscosidade.	36
Figura 30 - Evolução da Viscosidade cinemática e termoviscosidade com a temperatura.	36
Figura 31 - Evolução da viscosidade dinâmica e da piezoviscosidade com a temperatura.	37
Figura 32 - Variação da viscosidade cinemática e do coeficiente da termoviscosidade.	38
Figura 33 - Variação da viscosidade dinâmica e do coeficiente de piezoviscosidade. ..	39
Figura 34 - Disposição estática.	43
Figura 35 - Esquema de um sistema com duas engrenagens.	44
Figura 36 - Esquema de um sistema com n engrenagens.	45
Figura 37 - Diferença do valor das velocidades angulares.	46
Figura 38 - Curva de binário do motor admitida.	48
Figura 39 - Evolução dos tempos de sincronização conforme a rotação.	49
Figura 40 - Velocidades das rodas dentadas e dos anéis sincronizadores.	51
Figura 41 - Esquema dos parâmetros geométricos.	53
Figura 42 - Esquemadas componentes da força sobre o crabot.	54
Figura 45 - Evolução do ângulo do “crabot”, β_1	55

Figura 46 - Evolução do comprimento de cabeça e do pé do “crabot”.	55
Figura 47 - Evolução da face de contacto.	56
Figura 50 - Evolução do ângulo do “crabot”, β_1 .	57
Figura 51 - Evolução do comprimento de cabeça e de pé do “crabot”.	57
Figura 52 - Evolução da face de contacto.	57
Figura 53 - Esquema das tensões de corte.	58
Figura 54 - Pressão de contacto no crabot.	59
Figura 55 - Evolução de F_x no aumento da distância ao centro.	60
Figura 56 - Evolução de F_y no aumento da distância ao centro.	60
Figura 57 - Forma de carregamento do “crabot”.	62
Figura 58 e Figura 59 - Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot e crabot 2.	62
Figura 60 e Figura 61- Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot 3 e crabot 4.	62
Figura 62- Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot 3 e crabot 4.	62
Figura 63 e Figura 64 – Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.	64
Figura 65 e Figura 66- Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.	64
Figura 67 e Figura 68- Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.	65
Figura 69 e Figura 70- Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.	65
Figura 71 e Figura 72- Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.	66
Figura 73 Carregamento dos anéis sincronizadores	67
Figura 74 e Figura 75 – Evolução da tensão equivalente de von-Mises no anel sincronizador de crabot e de crabot 2.	67
Figura 76 e Figura 77- Evolução da tensão equivalente de von-Mises no anel sincronizador de crabot 3 e de crabot 4.	68
Figura 78 - Evolução da tensão equivalente de von-Mises no anel sincronizador de crabot triangular.	68
Figura 79- Evolução da tensão equivalente de von-Mises nos vários anéis sincronizadores.	71
Figura 80 – Evolução da tensão de corte no plano XY nos vários anéis sincronizadores.	72
Figura 81- Evolução da tensão de corte no plano YZ nos vários anéis sincronizadores.	73
Figura 82- Evolução da tensão de corte no plano XZ nos vários anéis sincronizadores.	74
Figura 83- Evolução dos ângulos disponíveis nos vários anéis de sincronização.	75
Figura 84- Evolução interferência nos vários anéis de sincronização.	76

Índice de tabelas

Tabela 1 - Número de dentes e ratio dos pares de engrenagens.	9
Tabela 2 - Número de dentes e ratio da marcha-atrás.	10
Tabela 3 - Número de dentes e ratio do Idler.	10
Tabela 4 - Valores dos diâmetros de cabeça e de pé das rodas dentadas.	10
Tabela 5 - Valor da "cota sobre k dentes" corrigida.	11
Tabela 6 - Valor dos parâmetros aproximados.	11
Tabela 7 - Valor aproximado das correcções do dentado.	11
Tabela 8 - Valores dos ângulos de pressão após normalização.	12

Tabela 9 - Valores dos ângulos de pressão após normalização.....	12
Tabela 10 - Perfis de dentes utilizados.	12
Tabela 11 - Coeficientes de modificação do diâmetro de cabeça.....	12
Tabela 12 - Valor do ângulo de pressão de trabalho.	13
Tabela 13 - Coeficientes de modificação de <i>addendum</i>	13
Tabela 14 - Valores de "cota sobre k dentes" obtidos pelo KISSSoft.	13
Tabela 15 - Comparação dos valores de "cota sobre k dentes" do KissSoft e reais.	14
Tabela 16 - Valores de velocidade de rotação.	17
Tabela 17 - Valores da distância da aplicação da força.....	18
Tabela 18 - Valor das forças tangenciais e radiais nos pares de engrenagens.....	19
Tabela 19 - Valores das forças de reação nos rolamentos.	19
Tabela 20 - Parâmetros mais gravosos.	19
Tabela 21- Características do Modelo RNU 206.....	21
Tabela 22 - Características do modelo 6207.	21
Tabela 23 - Características do modelo NU206.....	22
Tabela 24 - Parâmetros mais gravosos.	22
Tabela 25 - Número de milhões de ciclos.	22
Tabela 26 - Número de horas de serviço.	23
Tabela 27 - Valores das microdurezas de um dos dentes da engrenagem.....	28
Tabela 28 - Valores das micro-urezas de um dos “crabots”.....	28
Tabela 29 - Conversão das microdurezas do dente da engrenagem.	29
Tabela 30 -Conversão das microdurezas do “crabot”.	29
Tabela 31 - Designação internacional do material existente.	30
Tabela 32 - Composição química média.	30
Tabela 33 - Características mecânicas conforme as dimensões de fornecimento.	30
Tabela 34 - Gama de temperaturas utilizadas em cada um dos processos.	30
Tabela 35 - Análise transversal ao flanco 1 e 2.	32
Tabela 36 - Análise radial ao flanco 1 e 2.	32
Tabela 37- Valores da densidade do óleo Supergear.....	34
Tabela 38 - Tempos obtidos segundo o processo de graus de Engler.	35
Tabela 39 - Valores fornecidos pelo fabricante para o óleo Fuchs Titas SuperSpeed. ..	37
Tabela 40 - Comparação dos valores para a viscosidade dinâmica e termoviscosidade.	38
Tabela 41 - Comparação dam viscosidade dinâmica e coeficiente de piezoviscosidade.	39
Tabela 42 - Espessuras específicas mínimas.	40
Tabela 43 - Valores da espessura corrigida do filme lubrificante.	40
Tabela 44 - Valores da espessura específica di filme lubrificante.	40
Tabela 45 :Valores da espessura corrigida do filme lubrificante.	41
Tabela 46: Valores da espessura específica do filme lubrificante.....	41
Tabela 47- Valores dos volumes e da massa das rodas dentadas.	47
Tabela 48– Valores das inércias reduzidas para as rodas dentadas.....	47
Tabela 49– Nomenclatura das possibilidade de engrenamento.....	48
Tabela 50- Valores das Inércias Polares das rodas dentadas e do anel se sincronização.	50
Tabela 51- Valor das diferenças de velocidades para as situações de engrenamento.	51
Tabela 52 - Unidades e designações dos parâmetros utilizados.....	53
Tabela 53- Unidades e designações dos parâmetros utilizados.....	53
Tabela 54- Escolha dos parâmetros.	59
Tabela 55- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos. 63	

Tabela 56- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	64
Tabela 57- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	64
Tabela 58- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	65
Tabela 59- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	65
Tabela 60- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	66
Tabela 61- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	68
Tabela 62 - Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	69
Tabela 63 - Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	70
Tabela 64- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	70
Tabela 65- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.	70

1 Introdução

1.1 Competição automóvel: os primórdios.

Quando em 1933 Tazio Nuvolari (1892-1953), conhecido como *Il Mantovano Volante*, ganhou as *24 Heures du Mans*, batendo por nove vezes a melhor volta e com uma distância final de 400m para o segundo classificado, com o seu Alfa Romeo furado no depósito de combustível e com pastilha elástica a garantir a estanquicidade [ver ref. 7 do pdf Nuvolari] não poderíamos dizer que estávamos perante algo que não se tivesse já visto, já que nos seus primórdios as competições eram ganhas não só pelo mais rápido, mas por aquele que tivesse maior poder de imaginação para solucionar os problemas.

Provas como a *Mille Miglia* e a *Targa Florio* eram provas épicas, criadas para demonstrar a destreza de pilotos como a fiabilidade das marcas de automóveis e um meio de ganhar respeito e credibilidade perante os consumidores e de afirmação no meio empresarial automobilístico que então florescia, e que como qualquer sector económico na sua fase embrionária, assistia-se ao aparecimento de pequenas e médios construtores que tentavam sobreviver às grandes marcas.

A *Targa Florio* era a prova mais reputada nos anos que antecederam a Primeira Guerra Mundial sendo que ainda não tinham sido criadas quer as *24 Heures du Mans* nem as *Mille Miglia*, tendo a sua primeira edição em 1906, criada por Vincenzo Florio na zona de Brescia e veio criar um estilo de competição onde os automóveis estavam perto do público (por vezes fatalmente perto) e onde era se tinha de atravessar os mais variados tipo de piso como as mais variadas condições climáticas. Olhando para o quadro de vencedores entre 1906-1914 e entre 1919-1940 podemos ver marcas como Alfa Romeo, Fiat, Bugatti, Maserati, Mercedes, Lancia, Itala, SCAT entre outras.



Figura 1 - Vincenzo Lancia no seu FIAT 50 hp em 1908

Com o aparecimento das *Mille Miglia* em 1927 passamos a ter um novo enquadramento do desporto automóvel, onde se passou de participações aventurosas a uma necessidade de resultados por parte de pilotos e marcas e onde o cuidado de projecto e de construção passaram a ser mais elevados.

Nos seus primeiros anos corria-se entre Brescia e Roma, sendo a maior parte dos vencedores provenientes de Itália com especial destaque para a Alfa Romeo e Ferrari que repartem a maioria dos triunfos.

Como se tratava de uma prova de *stradale aperte* e que se corria todo o dia, o cansaço e as falhas mecânicas começaram a provocar graves acidentes, que viriam a ser os responsáveis por muitos cancelamentos, alterações ao traçado e pela introdução de medidas de segurança, tendo esta prova sido motivo para o levantamento dos primeiros processos de homicídio por negligência, sendo exemplo disso o acidente mais grave de todos ocorreu na vila de Guidizzolo, em 1957, e que levou à extinção da prova no seu formato *raid*.

1.2 Competição automóvel : I&D para a produção em série

A preparação dos veículos para competição automóvel faz com que seja necessário conhecer quais as limitações e capacidades mecânicas dos componentes mecânicos para garantir o máximo de performance com a máxima de fiabilidade possível. Aproveitando esta necessidade é corrente assistir-se à passagem de técnicas desenvolvidas no âmbito da competição para os veículos de série, desde os pneus até aos faróis passando pela instrumentação. Assim o investimento na competição passou a ser visto como custo de desenvolvimento e investigação, e nos casos em que se alcança bons resultados, como um meio publicitário mais eficaz do que os tradicionais.

Dentro desta lógica podemos verificar que no caso das caixas de velocidades os desenvolvimentos obtidos na competição são introduzidos nos veículos de série com assinalável sucesso, muitas vezes para um aumento de *performance* e de comodidade.

Podemos dar alguns exemplos:

- Selespeed: Caixa manual automatizada estreada em competição em 1989 durante o Grande Prémio do Brasil pela *Scuderia Ferrari*, tendo sido estreada em carros de série no Ferrari F355 F1 e mais tarde adoptada pela Alfa Romeo, com o nome de *Selespeed*. Esta caixa apresentava como grande avanço o facto de ser possível conciliar a possibilidade de fazer passagens de caixa com uma elevada rapidez, de seleccionar quais os modos de funcionamento pretendido, fazendo uso do seu comando hidráulico e da sua embraiagem electrónica.

- SMGI / SMG II : O sistema de caixa manual automatizada da BMW, utilizado nos campeonatos de turismo, E.T.C.C (European Tourism Car Championship) e B.T.C.C(British Tourism Car Championship), na mesma altura que o sistema Selespeed, apresentava como novidade o facto de precisar de apenas de um manípulo e de apenas um movimento para fazer a mudança de velocidade, o que a torna quase tão rápida como as caixas manuais quando em condução desportiva.

2 Caixas de velocidades

2.1 Introdução

A caixa de velocidades é um dos elementos que fazem parte do sistema de transmissão de potência de um veículo, que contém ainda o diferencial, o motor, o veio de transmissão e as rodas motrizes, que poderão ser só duas (eixo dianteiro ou eixo raseiro, dependendo do construtor) ou de quatro rodas motrizes, designado vulgarmente por “4wd”, sendo este o caso do Mitsubishi Lancer Evo 9. O sistema de transmissão da Mitsubishi têm a seguinte configuração:



Figura 2 - Esquema do sistema de transmissão de potência do Mitsubishi Lancer EVO 9.

As características das caixas de velocidades devem atender não só aos requisitos que lhe são impostos pelos restantes componentes do sistema de transmissão como também a diversos factores entre os quais [1]:

- Características do funcionamento: Potência do motor, rendimento pretendido, tipo de fixação.
- Características da utilização: tipo de sistema de câmbio a utilizar (manual, automático, sequencial, etc.).
- Características de *endurance*: Número de quilómetros necessários a um determinado regime ou horas de utilização.
- Características da manutenção: Periodicidade da manutenção, custos da manutenção, rapidez da manutenção, possibilidade de impedir operações de manutenção preventiva.
- Características da fabricação: Possibilidade de conceber um produto especificamente para um determinado veículo ou criar um produto que obedeça a uma standardização que possibilite a sua utilização com componentes de diversos fabricantes.

Conhecidos estas características podemos passar então à escolha da solução construtiva a aplicar, sendo que as duas soluções mais populares entre os grandes fabricantes são as caixas de velocidades de dois ou três veios, como também conceber qual o tipo de sincronização a aplicar e quais as características das rodas dentadas das engrenagens.

2.1.1 Caixas de velocidades de dois veios

As caixas de velocidades de dois veios apresentam uma solução construtiva onde o mesmo veio, o veio primário (ou *layshaft* na literatura inglesa) que é responsável pela recepção do movimento do motor e que transporta os pinhões-motores, que estão em contacto permanente com as rodas-mandadas que estão também montadas todas sobre o mesmo veio, o veio receptor (ou *mainhaft* na literatura inglesa), que faz a ligação à engrenagem final, *final drive gear*, e que faz a transmissão do movimento para o veio de transmissão. Nestes casos vamos ter a presença dos elementos de engrenamento no veio receptor, podendo ser sincronizadores ou “crabots”.

Esquemáticamente esta solução pode assumir a seguinte forma [1]:

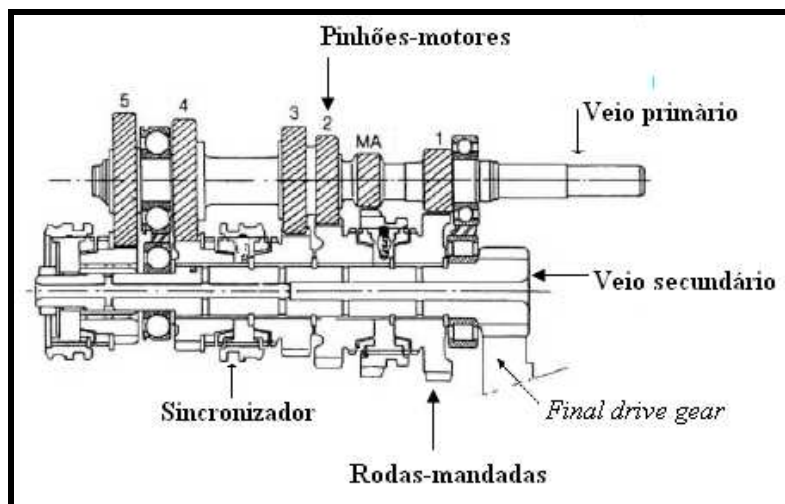


Figura 3 - Caixa de velocidade de dois veios.

A transmissão de movimento neste tipo de caixa de velocidades têm a seguinte forma (2ª velocidade):

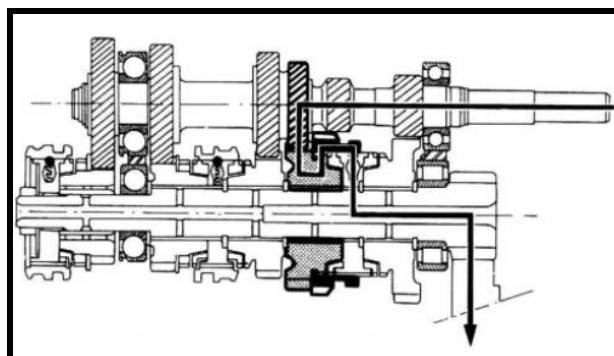


Figura 4 - Transmissão de movimento para uma caixa com dois veios.

2.1.3 Elementos de engrenamento

Os elementos de engrenamento permitem harmonizar as diferentes velocidades a que as engrenagens rodam, possibilitando a mudança de relação de caixa em qualquer regime do motor em segurança e não colocando em risco os componentes mecânicos.

Os elementos mais simples são os “crabots”, que geralmente são utilizados em caixa de velocidades de veículos de competição e de motocicletas.

Neste caso o mecanismo de engrenamento pode ser esquematizado da seguinte forma:

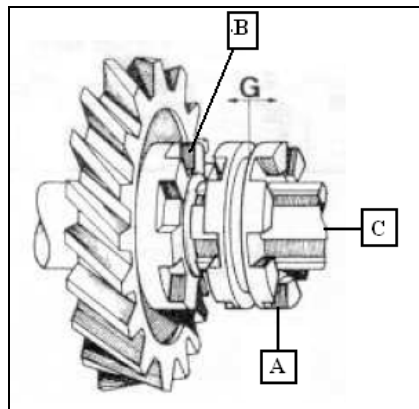


Figura 8 - Esquema do sistema de engrenamento por crabots.

Neste caso os anéis de engrenamento **A** são accionados por um garfo colocado em **G** que os faz percorrer o “passeio” **C**, *hub* na designação anglo-saxónica, e os faz engrenar junto da coroa de crabots situada na engrenagem **B**.

Os mais comuns nas caixas de velocidade dos veículos de séries são os sincronizadores, que funcionam como autênticas embraiagens, já que permitem sincronizar a velocidade de rotação entre o veio em que as engrenagens estão montadas e as engrenagens. Os sincronizadores em si podem ser divididos pela sua capacidade de engrenamento:

- Sincronizadores não-positivos, quando só permitem o engrenamento depois da sincronização ser absoluta.

- Sincronizadores positivos, quando permitem o engrenamento sem que a sincronização seja absoluta.

A forma mais simples de sincronização é o sincronizador Warren:

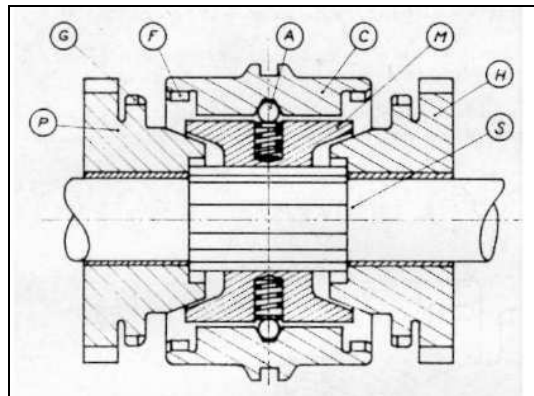


Figura 9 - Esquema do sincronizador Warren

Neste tipo de sincronizadores vamos ter os pinhões **P** e **H** que comportam os dentes de engrenamento e que rodam livremente sobre o veio **S**. Quando uma relação de caixa é engrenada o contacto cónico entre **M** e **H** ou **P** faz com que a diferença de velocidades de rotação seja progressivamente anulada para permitir o engrenamento dos dentes **F** e **G**. O conjunto esfera-mola representado por **A** serve para permitir a centragem do corpo **C** e assim garantir que os dentes de engrenamento interiores estão colocados à cota desejada.

Comparando os dois sistemas podemos dizer que os sistemas de sincronizadores apresentam vantagens no conforto de utilização, quer a nível auditivo quer a nível de manuseamento, já que o próprio sistema protege os anéis de engrenamento e demais componentes. Por outro lado o sistema de crabotagem apresenta vantagem quanto à rapidez de mudança de relação de caixa e a uma maior eficiência da caixa de velocidades em si o que leva a uma economia de combustível e diminui as possibilidades de existirem “falhas” na transmissão de binários às rodas motrizes características que a levam à sua popularidade no campo desportivo. Com o decorrer do tempo vamos assistindo a uma maior presença do sistema de “crabots” nos carros de série, especialmente nos veículos desportivos e de maior potência, já que com algumas alterações ao nível dos “crabots” e dos anéis de engrenamento podemos ter caixas de velocidades com engrenamento por crabotagem capazes de um manuseamento tão suave e fácil como as caixas de velocidades de sincronizadores. Uns destes exemplos são as caixas de velocidades produzidas pela ZeroShift (ver Anexo A.1).

2.1.4 Rodas dentadas

A forma da dentadura utilizada nas engrenagens também desenrola um papel importante na forma como a caixa de velocidades se comporta e na sua adaptação às diversas utilizações.

As formas de dentadura mais utilizadas são as dentaduras rectas, dentaduras helicoidais e dentaduras “chevron”. As suas principais características são:

-Dentadura recta: É a mais simples de se realizar, mas também é aquela que apresenta um funcionamento mais bruto já que o seu engrenamento é feito ao choque, sendo o esforço transmitido por apenas um dente e assim o esforço do motor passa de um dente para o outro bruscamente. Neste tipo de dentadura a força motriz é transmitida

perpendicularmente aos dentes em contacto o que faz com que seja integralmente utilizada para mover a outra roda.

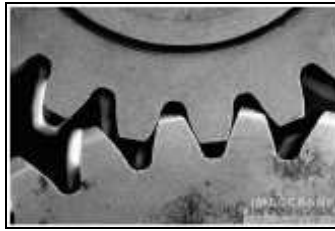


Figura 10 - Exemplo de uma engrenagem de dentadura recta.

-Dentadura helicoidal: Neste tipo de engrenagens as rodas dentadas têm maior diâmetro sendo o engrenamento menos brusco, já que neste caso o contacto é constante e assim não existem passagens bruscas entre dentes do esforço-motor que está a ser aplicado. Um dos problemas deste tipo de engrenagem devido ao facto de ter esforços em duas direcções é que impõe a necessidade de existir rolamentos cónicos no *carter*.



Figura 11 - Esquema de uma engrenagem de dentadura helicoidal.

-Dentadura “chevron”: Este tipo de roda dentada foi introduzida por André Citroën, depois de uma visita à Polónia, e pode-se assimilar a dois pinhões de dentadura helicoidal onde um deles tem uma inclinação inversa. Este tipo de roda dentada têm a particularidade de não absorverem esforços axiais o que vai provocar forças laterais, de sentido oposto, que vão ser absorvidas pela roda-mãe. Este tipo de dentadura é utilizada principalmente nos casos em que seja necessário assegurar a transmissão de binários mesmo que com valores de binário elevados.

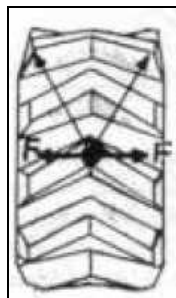


Figura 12 - Esquema de uma roda dentada "chevron".

Analisando os três tipos de dentaduras podemos dizer que aquele mais apropriado para a utilização em competição automóvel são as rodas dentadas de dentadura recta, já que a sua eficiência e simplicidade são argumentos que têm maior peso no âmbito da competição. Nos automóveis de série o que predomina até hoje são as rodas dentadas helicoidais, devido ao maior conforto e um manuseamento mais fácil e agradável para o utilizador.

3 Caracterização da cadeia cinemática

A caixa de velocidades em questão é um modelo PGB-005 da Pankl.

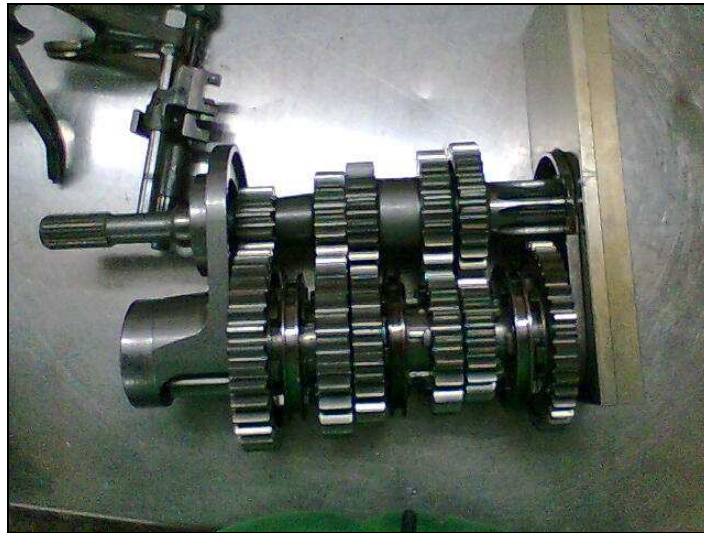


Figura 13 - Conjunto da cadeia cinemática.

A primeira fase consistia na caracterização da cadeia cinemática, ou seja, era necessário obter o número de dentes das rodas dentadas, o que nos levaria a obter o *ratio* para cada uma das engrenagens.

3.1 Medições directas

As características da cadeia cinemática, nº de dentes para cada uma das engrenagens (Z_i) e o respectivo *ratio* (u_i), poderiam ter sido obtidas pela contagem manual em cada uma das rodas dentadas, mas neste caso esta informação já nos era dada pelo manual do fabricante:

Tabela 1 - Número de dentes e ratio dos pares de engrenagens.

Velocidade	Nº de dentes (Z_i)		Ratio (u_i)	
	Layshaft (1)	Mainshaft (2)	Layshaft (1)	Mainshaft (2)
1ª Veloc.	12	36	3,000	
2ª Veloc.	13	26	2,000	
3ª Veloc	17	25	1,471	
4ª Veloc.	18	20	1,111	
5ª Veloc.	28	24	0,857	

No caso do *final drive*, cuja uma das engrenagem se situa no *Mainshaft* e outra se situa na *final drive gear*, vamos ter as seguintes características:

Tabela 2 - Número de dentes e ratio da marcha-atrás.

	Nº de dentes (Z_i)		Ratio (u_i)	
	<i>Mainshaft</i>	<i>F.D. Gear</i>	<i>Mainshaft</i>	<i>F.D. Gear</i>
<i>Final Drive</i>	13	56	4,308	

No caso da marcha-atrás vamos ter um conjunto de engrenagens, denominado *R – Gear pair*, em que uma das rodas dentadas está talhada no veio, uma outra roda dentada, o *Idler*, está colocada noutra montagem e por fim temos uma terceira roda dentada no *Mainshaft*. As suas características são:

Tabela 3 - Número de dentes e ratio do Idler.

	Nº de dentes (Z_i)			Ratio (u_i)		
	<i>Mainshaft</i>	<i>Layshaft</i>	<i>Idler Gear</i>	<i>Layshaft</i>	<i>Idler Gear</i>	<i>Mainshaft</i>
Marcha-atrás	41	13	56	3,417		

O passo seguinte foi a medir o diâmetro de cabeça (d_{ai}) e o diâmetro de pé (d_{fi}) de cada uma das rodas dentadas que constituem os conjuntos de engrenagem:

Tabela 4 - Valores dos diâmetros de cabeça e de pé das rodas dentadas.

Velocidade	d_{ai} (mm)		d_{fi} (mm)	
	<i>Layshaft</i>	<i>Mainshaft</i>	<i>Layshaft</i>	<i>Mainshaft</i>
1ª Veloc.	52,4	134,65	36,25	118,8
2ª Veloc.	67,2	122,35	48,35	102,45
3ª Veloc	78,3	110,4	60,95	91,65
4ª Veloc.	90,8	99,55	71,95	79,7
5ª Veloc.	99	86,3	85,25	71,95

3.2 Caracterização da geometria das engrenagens

3.2.1 Medições directas

As medições do parâmetro “cota entre k dentes”, W_k , formulário nos Anexos A.3, vai-nos permitir determinar qual o ângulo de pressão de trabalho (α_w) e quais os valores de módulo que são utilizados em cada um dos andares da engrenagem.

Neste caso devemos ter em atenção o facto de estarmos perante uma engrenagem já corrigida, ou seja, estamos a medir a “cota sobre k dentes” corrigida, W_k' .

Assim após efectuar duas medições quer para o *Layshaft* e *MainShaft* obtivemos os seguintes resultados:

Tabela 5 - Valor da "cota sobre k dentes" corrigida.

Velocidade	K valor inteiro		Wk ' (mm)	
	Layshaft	Mainshaft	Layshaft	Mainshaft
1ª Veloc.	2	5	17,30	48,35
2ª Veloc.	2	4	21,00	46,35
3ª Veloc	2	3	19,60	31,01
4ª Veloc.	3	3	34,60	35,22
5ª Veloc.	4	4	35,40	35,20

3.2.2 Simulação numérica

A partir destes valores obtidos experimentalmente vai ser possível partir para um cálculo prévio de quais os ângulos de pressão normal e módulos normais a considerar para cada um dos pares de engrenagem para assim partirmos para a utilização do KISSsoft e fazer um afinamento desses parâmetros, sabendo que para isso devemos fazer uma comparação dos valores obtidos para o parâmetro W_k . Os valores que foram obtidos para a aproximação foram:

Tabela 6 - Valor dos parâmetros aproximados.

Velocidade	m_0	a	α_0	α'
1ª Veloc.	3,5	84,00	20,30	23,60
2ª Veloc.	4,5	87,75	20,90	17,54
3ª Veloc	4	84,00	19,00	22,51
4ª Veloc.	4,5	85,50	26,90	27,52
5ª Veloc.	3,25	84,50	24,90	26,94

Sendo que as respectivas aproximações das correcções do dentado obtidas foram:

Tabela 7 - Valor aproximado das correcções do dentado.

Velocidade	Sum x	x_1	x_2
1ª Veloc.	0,6361	0,4590	0,1771
2ª Veloc.	-0,3821	0,0726	-0,4548
3ª Veloc	0,5595	0,3408	0,2188
4ª Veloc.	0,1153	0,0862	0,0291
5ª Veloc.	0,5036	0,2250	0,2786

A partir destes valores, e por uma questão de facilidade na maquinagem e de cálculo posteriores podemos utilizar valores de ângulos de pressão mais comuns, entre os 20° e os 25°. Assim vamos obter:

Tabela 8 - Valores dos ângulos de pressão após normalização.

Velocidade	α_0	α'
1ª Veloc.	20,00°	23,349°
2ª Veloc.	25,00°	22,329°
3ª Veloc	20,00°	23,349°
4ª Veloc.	25,00°	25,670°
5ª Veloc.	25,00°	27,031°

Estes valores dos ângulos de pressão levaram às seguintes correcções do dentado:

Tabela 9 - Valores dos ângulos de pressão após normalização.

Velocidade	Sum x	x_1	x_2
1ª Veloc.	0,6107	0,4527	0,1580
2ª Veloc.	-0,3751	0,0750	-0,4501
3ª Veloc	0,5344	0,3306	0,2038
4ª Veloc.	0,1069	0,0822	0,0247
5ª Veloc.	0,4713	0,2076	0,2637

Para procedermos à simulação através do KISSsoft é necessário a definição de alguns parâmetros base, como o tipo de perfil do dente, a aproximação dos coeficientes de modificação de *addendum* para a roda e para o pinhão para cada um dos pares de engrenagens, parâmetros esses que tiveram em conta a necessidade de posterior fabricação, o que nos vai obrigar a optar por parâmetros *standard* já conhecidos.

Os perfis A e B, que seguem a norma ISO 53.2, foram os escolhidos:

Tabela 10 - Perfis de dentes utilizados.

Velocidade	Perfil utilizados	
	Layshaft	MainShaft
1ª Veloc.	A	A
2ª Veloc.	B	B
3ª Veloc	A	A
4ª Veloc.	B	B
5ª Veloc.	B	B

De referir que as características dos perfis A e B estão presentes no Anexo E.1.

Após a definição do tipo de perfil foi necessário definir qual o coeficiente de modificação do diâmetro de cabeça, $k \cdot m_n$, para que seja possível atingir os valores de diâmetro de cabeça pretendidos. Os valores obtidos foram :

Tabela 11 - Coeficientes de modificação do diâmetro de cabeça.

Velocidade	$k \cdot m_n$	
	Layshaft	MainShaft
1ª Veloc.	0,12	0,186
2ª Veloc.	-0,45	0,2
3ª Veloc	-0,17	0,235
4ª Veloc.	0,05	0,164
5ª Veloc.	0,02	0,1

Os ângulos de pressão de trabalho efectivos obtidos pelo KISSsoft foram dentro do intervalo de valores esperados:

Tabela 12 - Valor do ângulo de pressão de trabalho.

Velocidade	α_{wt} (°)	α_{wt} efectivo	
		superior (°)	inferior (°)
1ª Veloc.	23,349	23,376	23,322
2ª Veloc.	22,329	22,357	22,3
3ª Veloc	23,349	23,376	23,32
4ª Veloc.	25,67	25,695	25,646
5ª Veloc.	27,031	27,054	27,008

Os respectivos coeficientes de modificação de *addendum* obtidos foram muito próximos dos que já haviam sido obtidos nos cálculos prévios, como podemos verificar na percentagem de diferença do somatório dos coeficientes:

Tabela 13 - Coeficientes de modificação de *addendum*.

Velocidade	Sum x	x_1	x_2	Dif. (%)
1ª Veloc.	0,6107	0,4527	0,1580	0,0016
2ª Veloc.	-0,3751	0,0749	-0,45	0,0065
3ª Veloc	0,5344	0,33	0,2044	0,0054
4ª Veloc.	0,1069	0,0821	0,0248	0,0136
5ª Veloc.	0,4713	0,2251	0,2462	0,0015

Para podermos perceber se os valores obtidos para os diversos parâmetros são consistentes devemos comparar quais os valores da cota sobre k dentes obtidos a partir da simulação e os valores medidos directamente, tendo em atenção ao facto de termos de nos guiar pelos valores efectivos, W_{ke} , cujos valores são dados dentro de um intervalo de valores, já que o *software* pode retornar valores de cota sobre k dentes sem considerar o efeito de *backlash* :

Tabela 14 - Valores de "cota sobre k dentes" obtidos pelo KISSsoft.

Velocidade	W_{ke} Layshaft		W_{ke} MainShaft	
	superior (mm)	inferior (mm)	superior (mm)	inferior (mm)
1ª Veloc.	17,120	17,092	48,555	48,503
2ª Veloc.	21,030	20,993	46,248	46,211
3ª Veloc	19,502	19,465	31,415	31,378
4ª Veloc.	34,481	34,445	34,507	34,471
5ª Veloc.	35,415	35,378	35,119	35,083

Podemos então passar à comparação com os valores reais da tabela 15, e que retorna os seguintes resultados:

Tabela 15 - Comparação dos valores de "cota sobre k dentes" do KissSoft e reais.

	W_{ke} Layshaft		W_{ke} MainShaft	
Velocidade	superior (%)	inferior (%)	superior (%)	inferior (%)
1ª Veloc.	1,040%	1,202%	0,424%	0,316%
2ª Veloc.	0,173%	0,033%	0,220%	0,300%
3ª Veloc.	0,566%	0,689%	1,306%	1,187%
4ª Veloc.	0,688%	0,448%	2,024%	2,127%
5ª Veloc.	0,087%	0,062%	0,230%	0,332%

3.2.3 Análise de resultados

Conhecidos os valores podemos dizer que os resultados obtidos através da simulação computadorizada não ficam muito distantes dos reais, sendo o valor mais dispare 2,1 %, o que tendo em conta que estamos a falar de valores obtidos experimentalmente sujeitos a erros de medição por parte do utilizador podemos considerar como valores consistentes. A representação gráfica das rodas dentadas está colocada nos Anexos E.3.

3.3 Escorregamento específico

Aproveitando as capacidades do KISSSoft podemos avaliar quais os pares de engrenagens é que têm maior escorregamento específico. Avaliando os valores do escorregamento específico γ_1 e γ_2 podemos verificar que os valores mais altos estão na 2ª velocidade, onde γ_1 passa de -7 no início da linha de engrenamento para 0,75 no fim da linha de engrenamento. A seguir ao par da 2ª velocidade temos o par da 1ª velocidade onde γ_1 passa de -3,5 para 0,75, de seguida temos os pares da 3ª e da 4ª velocidade onde γ_1 passa dos -2 para 0,5. A velocidade que apresenta menores escorregamentos específicos é o par da 5ª velocidade onde γ_1 passa de -1 para 0,5. Quanto a γ_2 a sua variação não é tão acentuada, sendo a sua variação entre os 0,75 – 1 no início da linha de engrenamento e termina com -2,25 - -2, apenas na 5ª velocidade γ_2 tem um valor de -1. Os valores do escorregamento específicos são afectados ,entre outros parâmetros, pelos seus coeficientes de correcção do dentado, com maiores valores de escorregamento para os valores mais baixos de correcção já que com o aumento da correcção do dentado passamos a ter um ponto inicial e final de engrenamento dos dentes mais próximos. Os gráficos que foram fornecidos pelo KISSSoft estão nos Anexos E.4.

3.4 Segurança

Com o KISSSoft podemos também perceber quais os coeficientes de segurança na raiz e nos flancos de cada uma das engrenagens que constituem o par de engrenagens. Em termos genéricos os coeficientes de segurança apresentam um valor inicial alto, mais alto para a raiz do dente da engrenagem do que para o flanco da mesma, e que rapidamente descem com os primeiros minutos de utilização e após a primeira dezena de horas de

utilização estabilizam sendo esses valores os mais interessantes para perceber qual a resistência das engrenagens. A velocidade que apresenta maiores coeficientes de segurança é a 4ª velocidade, com 2,8 e 2,5 para a raiz do pinhão e da roda mandada e 1,3 para ambos os flancos, seguida pela 2ª, 3ª e 5ª velocidade que apresentam coeficientes de 1,9 e 1,8 para as raízes e 1,2 para ambos os flancos. A velocidade mais gravosa é a 1ª velocidade que apresenta coeficientes de 1,5 e 1,3 para a raiz e 0,8 para os flancos. Estes valores podem ser explicados pelo facto de ser a 1ª velocidade aquela que têm maior diferença de binários entre si e que apresenta maiores valores de correcção de dentado. Consultar Anexo E.4.

3.5 Ciclos de Fadiga

Outro parâmetro que é interessante conhecer é o ciclo de fadiga que nos é dado pelo KISSSoft. Para avaliarmos este parâmetro devemos fazer uma avaliação ao flanco dos dentes das engrenagens e à raiz dos dentes das engrenagens em separado já que no caso dos flancos dos dentes vamos ter duas fases distintas, uma primeira tensão de fadiga que é constante entre os 0 e os 2,4E5 ciclos de carga e depois existe um decréscimo da tensão de fadiga e que depois inicia a tensão de fadiga final que se inicia por volta dos 1,73E8 ciclos de carga, enquanto a tensão de fadiga para a raiz dos dentes conhece-se depois dos 7,2E6 ciclos de fadiga.

No caso da análise nas raízes dos pés das engrenagens os valores da tensão de fadiga para o pinhão estão sempre na casa dos 880-940 N/mm² enquanto que para a roda mandada vamos ter valores na casa dos 830- 890 N/mm², sendo que a 5ª velocidade é aquela que apresenta maiores valores para o pinhão e roda mandada , 944 N/mm² e 936 N/mm² sendo a 4ª velocidade aquele que apresenta menores valores para pinhão e roda mandada, 860 N/mm² e 828 N/mm².

Para os flancos das engrenagens vamos ter resultados em tudo semelhantes entre os diversos trens. Entre os 0 e os 2,4E5 ciclos de carga vamos ter uma tensão limite de fadiga inicial de cerca de 2410 N/mm² existindo uma diminuição do valor dessa tensão que vai até aos 1600 N/mm², quando passamos os 1,73E8 ciclos de carga, e se torna o valor da tensão limite de fadiga final. Consultar Anexo E.4.

3.6 Conclusão

Com os resultados que foram obtidos para a caracterização da cadeia cinemática através da técnica de cota sobre K dentes, e também alguma informação cedida pelo manual do fabricante, e com a sua confirmação através do KISSSoft podemos partir de uma base segura para confiarmos nos resultados que vamos obter nas diversas simulações que foram efectuadas para o número de horas de serviço, ciclos de fadiga, coeficientes de segurança entre outras.

4 Rolamentos

Conhecidos que estão os módulos de cada um dos pares de engrenagens e das dimensões de cada uma das rodas dentadas podemos então proceder ao cálculo dos rolamentos. No cálculo dos rolamentos devemos ter em atenção à utilização preferencial em regimes de binário mais elevado, ou seja, cerca das 4400 RPM com um binário debitado pelo motor na casa dos 435 Nm.

Neste caso devemos ter em atenção o factor peso, já que o rolamento vai estar fixo numa caixa-de-rolamentos, que alberga os rolamentos para o *mainshaft* e o *layshaft*, logo é aconselhável a utilização de rolamentos mais volumosos e “pesados” o que iria obrigar a um aumento da espessura da caixa de rolamentos.

4.1 Equilíbrio estático

Como temos pares de engrenagens com dentadura recta vamos ter de considerar que a força de contacto que actua na direcção da linha de engrenamento, F_n , se vai decompor em duas componentes, a radial, F_r , a tangencial, F_t . Sabendo que a força de contacto no engrenamento é calculada da seguinte forma,

$$F_N = \frac{T_1}{r_{b1}}$$

As componentes radiais e tangenciais podem ser definidas como,

$$F_r = F_N \bullet \cos(\alpha')$$

e

$$F_t = F_N \bullet \sin(\alpha')$$

Por sua vez a relação entre os binários transmitidos e as velocidades de rotação das rodas dentadas das engrenagens pode ser definida da seguinte por

$$u_i = \frac{T_{i2}}{T_{i1}}$$

e

$$u_i = \frac{n_{i2}}{n_{i1}}$$

no caso do valor das velocidades de rotação máximas vamos ter os seguintes valores para o *LayShaft* e para o *MainShaft*,

.

Tabela 16 - Valores de velocidade de rotação.

Nº de velocidade	Veloc. Rot. <i>Layshaft</i> (Rpm)	Veloc. Rot. <i>MainShaft</i> (Rpm)
1ª Velocidade	4400	1466,666667
2ª Velocidade	4400	2200
3ª Velocidade	4400	2992
4ª Velocidade	4400	3960
5ª Velocidade	4400	5133,333333

Assim o diagrama de corpo livre para cada um dos pares de engrenagens podem ser representados por:

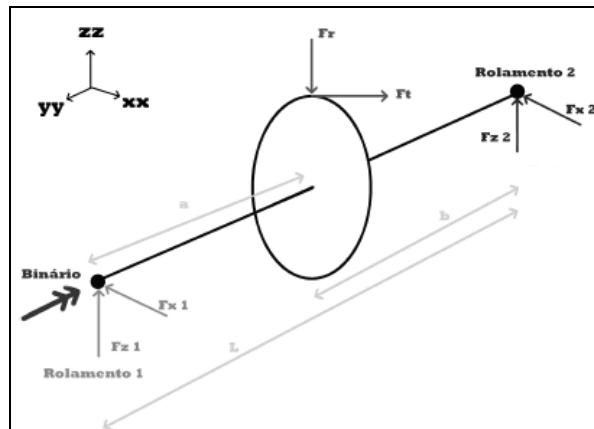


Figura 14 - Esquema das forças estáticas nos rolamentos.

Assim o tissor das forças estáticas para cada uma das rodas das engrenagens e o respectivo somatório de forças aplicadas vai ser:

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow F_{x1} + F_{x2} - F_r = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow F_{y1} + F_{y2} - F_t = 0$$

Quanto ao equilíbrio de momentos vamos ter:

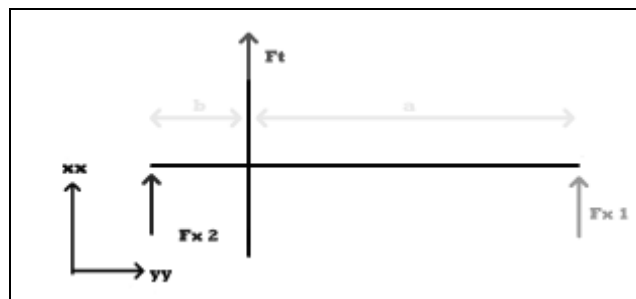


Figura 15 - Esquema das forças no referencial XY.

$$\sum M_{x_i} = 0 \Leftrightarrow -a \cdot F_{r_i} + l \cdot F_{z2i} = 0$$

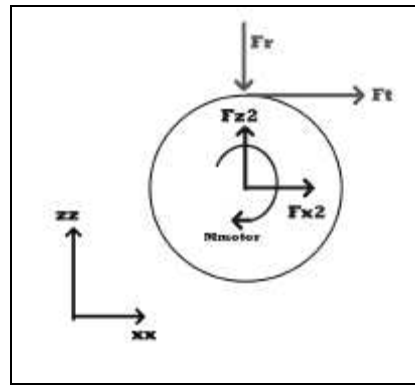


Figura 16 - Esquema das forças estáticas no referencial XZ.

$$\sum M_{y_i} = 0 \Leftrightarrow -r_{bli} \cdot F_{ti} - M_{motor} = 0$$

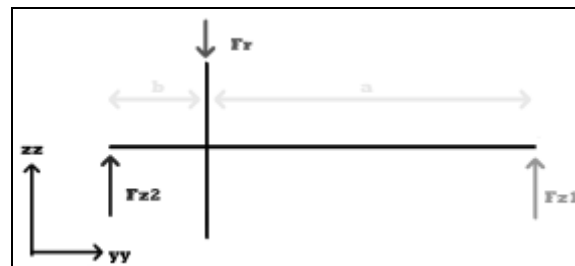


Figura 17 - Esquema das forças estáticas no referencial XY.

$$\sum M_{z_i} = 0 \Leftrightarrow -a \cdot F_{ti} - l \cdot F_{x2i} = 0$$

O valor de “l” foi de 210mm enquanto os valores de “a” que foram utilizados e que representam a distância entre o apoio do amortecedor e a aplicação da força são ,

Tabela 17 - Valores da distância da aplicação da força.

Nº de velocidade	a (mm)
1ª Velocidade	11,55
2ª Velocidade	64,2
3ª Velocidade	84,425
4ª Velocidade	133,975
5ª Velocidade	153,15

As forças tangenciais e radiais e a componente normal, F_n , que vão ser produzidas pelos diversos pares de engrenagens são respectivamente:

Tabela 18 - Valor das forças tangenciais e radiais nos pares de engrenagens.

Nº de velocidade	Ft (N)	Fr (N)	F_n (N)
1ª Velocidade	20714,28571	8942,087029	22561,97139
2ª Velocidade	14871,79487	6108,09616	16077,28588
3ª Velocidade	12794,11765	5523,053753	13935,33527
4ª Velocidade	10740,74074	5162,348515	11916,93559
5ª Velocidade	9560,43956	4877,85045	10732,91338

As forças a que os rolamentos vão estar sujeitos são derivados das forças apresentadas na tabela anterior, sendo que o posterior cálculo da vida do rolamento foi efectuado considerando o valor da força resultante, F_n , que neste caso engloba como componentes a força segundo o eixo XX e o eixo ZZ. Os valores que resultam para a força segundo XX e ZZ, e a respectiva força resultante, Fr_1 e Fr_2 , são:

Tabela 19 - Valores das forças de reacção nos rolamentos.

Velocidade	F_{x1} (N)	F_{z1} (N)	Fr₁ (N)	F_{x2} (N)	F_{z2} (N)	Fr₂ (N)
1ª Veloc.	19575	8450,272242	21321,06297	1139,285714	491,8147866	1240,908427
2ª Veloc.	10325,27473	4240,763905	11162,22991	4546,520147	1867,332255	4915,05597
3ª Veloc.	7650,577731	3302,654643	8332,998699	5143,539916	2220,39911	5602,336573
4ª Veloc.	3888,40388	1868,893076	4314,21442	6852,336861	3293,45544	7602,72117
5ª Veloc.	2588,147567	1320,5038	2905,552979	6972,291994	3557,346649	7827,3604

Chegados a este ponto já sabemos quais vão ser os parâmetros a ter em conta para o cálculo dos rolamentos no caso do *MainShaft* e *LayShaft*,

Tabela 20 - Parâmetros mais gravosos.

Parâmetro	<i>LayShaft</i>	<i>MainShaft</i>
Velocidade (RPM)	4400	5333.3
Força radial (N)	21321,06	21321,06

Devemos no entanto ter em atenção o facto de que a velocidade máxima no caso do *Mainshaft* é muito académica, já que pelas características de utilização não é provável, ou não é comum, que a primeira velocidade seja utilizada durante um período de tempo considerável e que durante esse período a rotação do motor seja elevada até ao máximo, portanto, podemos dizer que na prática podemos considerar como valores mais realistas os valores referentes à 3ª, 4ª e 5ª velocidade.

Como se pode verificar pela discrepância entre os valores da força radial exercida sobre

o 1º rolamento e o 2º rolamento podemos então proceder à escolha de dois tipos de rolamentos para cada um dos veios, sendo que devido às soluções construtivas adoptadas podemos escolher o mesmo modelo de rolamento para a posição 1, enquanto o rolamento para a posição 2 deverá ser diferente para os dois veios, já que vamos ter a necessidade de proceder á utilização do suporte de rolamentos e devemos garantir a fixação do conjunto, neste caso com recurso a porcas de diferentes tamanhos numa das pontas dos veios.

4.2 Escolha dos rolamentos

Conhecidos os esforços a que os rolamentos vão estar sujeitos deve-se ter em atenção que para facilitar a montagem das peças nos veios os rolamentos vão ser montados em secções do veio de menor diâmetro, sendo esse diâmetro para cada um dos casos ,

$$d_{\text{LayShaft}}=35 \text{ mm}$$

e

$$d_{\text{MainShaft}}=30 \text{ mm}$$

No caso do rolamento na posição 1 vamos ter a introdução de um casquilho que nos vai aumentar o diâmetro de 35mm para 37,5 mm, ou seja, vamos ter :

$$d_{\text{Rolamento Universal}}=37,5 \text{ mm}$$

A escolha da série dos rolamentos obedeceu a alguns critérios simples, sendo o primeiro requisito, e mais óbvio, a capacidade de carga estática (C) e dinâmica (C0) do rolamento, as dimensões/peso, o que equivale a dizer que preferencialmente se iria optar pelas séries mais leves, a velocidade de rotação limite, o que nos vai levar a escolher preferencialmente as séries singulares e declinar as séries duplas, também a carga limite de fadiga (Pu) deve ser considerada na altura da escolha.

Neste processo de escolha foi efectuado com recurso ao software disponibilizado pela SKF e pela INA-FAG (ver Anexo F.1), que nos permite obter uma boa aproximação da resposta dos diversos rolamentos às diversas solicitações.

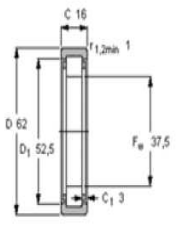
De seguida ficam os modelos escolhidos para a posição 2 para os dois veios, com as principais informações, sendo que no Anexo F.2 estão os parâmetros obtidos pelo software SKF e os parâmetros utilizados no mesmo.

4.2.2 Rolamento Universal

Conhecidas as velocidades máximas que podem ser atingidas por cada um dos veios e o facto que devemos ter um rolamento capaz de suportar as forças radiais exercidas na posição 1, e que devido às soluções construtivas vamos ter a presença de casquilhos nas

zonas de fixação o que nos permite colocar rolamentos de maior diâmetro e de maior capacidade estática e que nos permite escolher rolamentos sem anel interior. As características são:

Tabela 21- Características do Modelo RNU 206.

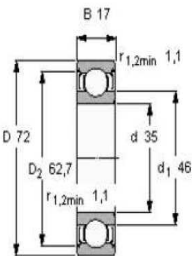
Modelo RNU 206 ECP SKF		
Fw (mm)	37.5	
D (mm)	62	
B (mm)	16	
C (KN)	44	
C0 (KN)	36,5	
Pu (KN)	4,55	

4.2.3 Rolamento do veio *LayShaft*

Sabendo que a força radial máxima é de 21321,06 N e que a sua velocidade de rotação máxima é cerca de 6800rpm, e que o seu diâmetro interno é de 35 mm,a escolha dos rolamentos para este veio da série foram recair sobre rolamentos da série 62, rolamentos de esferas de fila única, mais precisamente o modelo 6207.

Segundo o catálogo SKF as características deste rolamento são :

Tabela 22 - Características do modelo 6207.

Modelo 6207-2Z SKF		
d (mm)	35	
D (mm)	72	
B (mm)	17	
C (KN)	27	
C0 (KN)	15,3	
Pu (KN)	0,655	
Preço (€)	17,73	

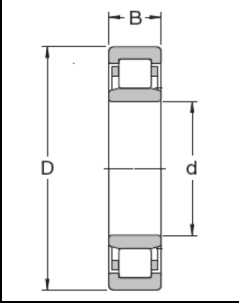
4.2.4 Rolamento do veio *MainShaft*

No caso veio MainShaft vamos ter uma força radial máxima de 21321,06 N, uma rotação máxima de 7000 RPM ,sendo que valores de 10000 RPM podem ser atingidos em algumas relações de caixa, e um diâmetro de montagem de 30 mm.

Neste caso para a mesma carga, uma rotação maior e um menor diâmetro, assim vamos ter de optar por uma série mais pesada, direccionada para as séries de rolamentos de

rolos cilíndricos. A opção foi para um rolamento NU 206 EC Explorer da SKF. As características do catálogo são:

Tabela 23 - Características do modelo NU206.

Modelo NU 206 EC SKF		
d (mm)	30	
D (mm)	62	
B (mm)	16	
C (KN)	44	
C0 (KN)	36,5	
Pu (KN)	4,55	

4.3 Vida dos rolamentos

Depois de escolhidos os modelos devemos passar ao cálculo da vida nominal dos rolamentos, quer em milhões de ciclos, quer em termos de horas de uso. Mais uma vez aqui podemos utilizar o *software* disponibilizado pelas empresas e podemos ainda utilizar o KISSSoft e as suas bibliotecas de rolamentos, para poder simular qual o número de horas de serviço que podemos esperar para ambos os rolamentos.

No caso do *LayShaft* vamos ter as seguintes horas de utilização:

Tabela 24 - Parâmetros mais gravosos.

Nº de velocidade	Rolamento Posição 1		Rolamento Posição 2	
	<i>LayShaft</i>	<i>MainShaft</i>	<i>LayShaft</i>	<i>MainShaft</i>
1ª Velocidade	28.352	85.053	32870.5	1113269
2ª Velocidade	245.158	490.315	528.956	7548.608
3ª Velocidade	649.567	955.208	357.205	3588.025
4ª Velocidade	5829.221	6476.912	142.927	979.812
5ª Velocidade	21768.341	18568.7	130.968	685.924

Para determinarmos qual o número de milhões de ciclos e consequentemente o número de horas de serviço que podemos esperar de cada um dos rolamentos vamos utilizar o software fornecido pela SKF, sendo que esta formulação assenta em alguns pressupostos teóricos referentes à vida nominal já conhecidos e que estão representados no Anexo F.3. Os valores obtidos vão ser :

Tabela 25 - Número de milhões de ciclos.

		Velocidade (rpm)	Força radial (kN)	Vida nominal	Vida SKF
<i>LayShaft</i>	Rolamento 1	4400	21.4	11	19
	Rolamento 2	4400	7.9	41	200
<i>MainShaft</i>	Rolamento 1	1466.7	21.4	11	19
	Rolamento 2	5133.3	7.9	320	3190

Em termos de horas de serviço vamos poder efectuar as seguintes conclusões:

Tabela 26 - Número de horas de serviço.

		Velocidade (rpm)	Força radial (kN)	Vida nominal	Vida SKF
<i>LayShaft</i>	Rolamento 1	4400	21.4	42	70
	Rolamento 2	4400	7.9	160	770
<i>MainShaft</i>	Rolamento 1	1466.7	21.4	130	210
	Rolamento 2	5133.3	7.9	1030	10300

4.3.1 Análise de Resultados

Conhecidos os resultados podemos considerar satisfatória a esperança de vida que se prevê para cada um dos rolamentos, já que no pior cenário podemos esperar uma vida de 42 horas, caso fosse necessário utilizar apenas a primeira velocidade, mas no caso da 3ª, 4ª e 5ª vemos que o tempo de serviço está acima das 130 horas, o que tendo em conta a duração das competições permite-nos dizer que o dimensionamento dos rolamentos é satisfatório. A previsão do número de horas de serviço pode ser reforçada pela previsão do número de milhões de ciclos que foi efectuada, já que podemos verificar que temos na pior situação uma vida de 11 milhões de ciclos o que numa utilização a 4400 rpm nos pode dar cerca de 42 horas de utilização. Claro que a diferença entre as duas previsões é significativa, quase para metade, mas devemos ter em atenção que a previsão efectuada no site SKF tem a vantagem de ser feita com os dados exactos dos rolamentos, enquanto a previsão feita no KISSSoft é uma previsão feita com valores standard para as séries de rolamentos já conhecidas, o que não deixa de ter a sua importância se já que se quisermos utilizar rolamentos de outro fabricante podemos utilizá-los como referência.

5 Caracterização do material

5.1 Metalografia

A metalografia caracteriza-se por permitir que se possa efectuar a análise da estrutura interna dos metais, que além de permitir a sua identificação podem-nos indicar com fiabilidade alguns dos possíveis comportamentos quando carregado estaticamente.

Resumidamente podemos dizer que a metalografia consiste no polimento e tratamento de uma amostra do material a analisar para depois ser observado ao microscópio electrónico. No nosso caso era interessante conhecer quais os processos e estrutura dos “crabots” e dentes de engrenagens, visto que são as zonas que estão sujeitas a maiores esforços. O material utilizado na metalografia pode ser encontrado no Anexo B.2.

De seguida apresentam-se os resultados obtidos para o “crabot” e para o dente da engrenagem.

5.1.1 Metalografia no dente da engrenagem

No dente da engrenagem foi feita uma análise à zona fronteira do dente como também ao seu núcleo, já que é naquela zona onde se devem retirar conclusões quantos às reais capacidades do material.

- Superfície do dente da engrenagem:

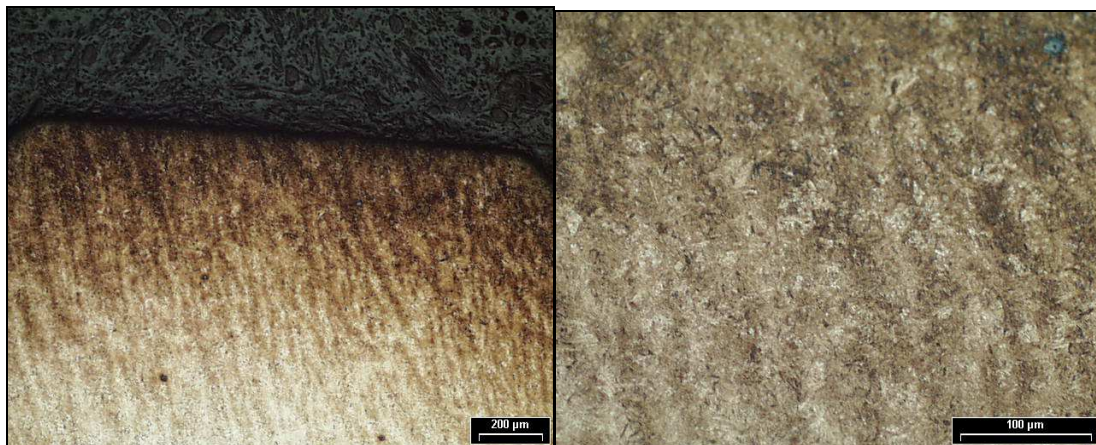


Figura 18 e 19 - Superfície do dente, com maior resolução.

- Zona nuclear do dente da engrenagem:

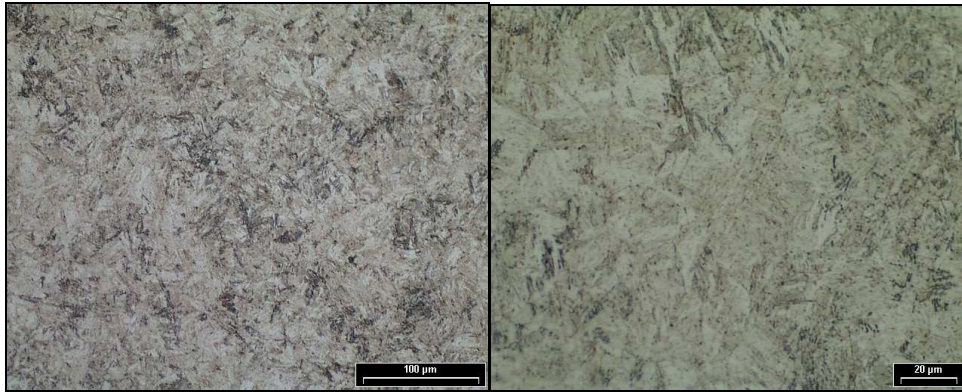


Figura 19 e 21 – Zona nuclear do dente da engrenagem; Imagem com maior resolução.

- Zona do pé do dente da engrenagem:

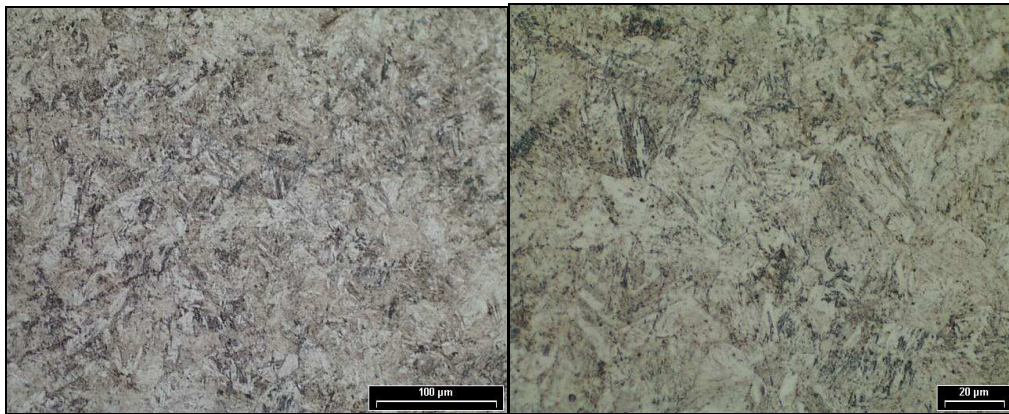


Figura 20 e 23 - Zona do pé do dente da engrenagem; Imagem com maior resolução.

5.1.2 Análise de resultados

Analisando as imagens obtidas podemos então perceber que o material têm uma camada superficial com maior teor de Carbono nas juntas dos grãos, que vai provocar a formação de cementite já que os grãos não conseguem absorver teores superiores a 0,86% de Carbono, os que nos indica desde logo que existe uma distribuição desigual do teor de Carbono ao longo do dente, sendo esta uma das características dos aços cementados. Esta desigualdade de teor de Carbono faz com que a dureza junto à superfície seja mais elevada e assim aumenta a resistência aos esforços aplicados, sendo esta característica importante para conseguirmos evitar um desgaste acelerado da zona de contacto[2].

5.2 Metalografia no “Crabot”

Quanto ao “crabot” aplicou-se o mesmo processo que no dente de engrenagem, analisando a zona mais exterior e a zona nuclear, visto serem estas as zonas com maior solicitação no “crabot”.

- Zona superficial do “crabot”:

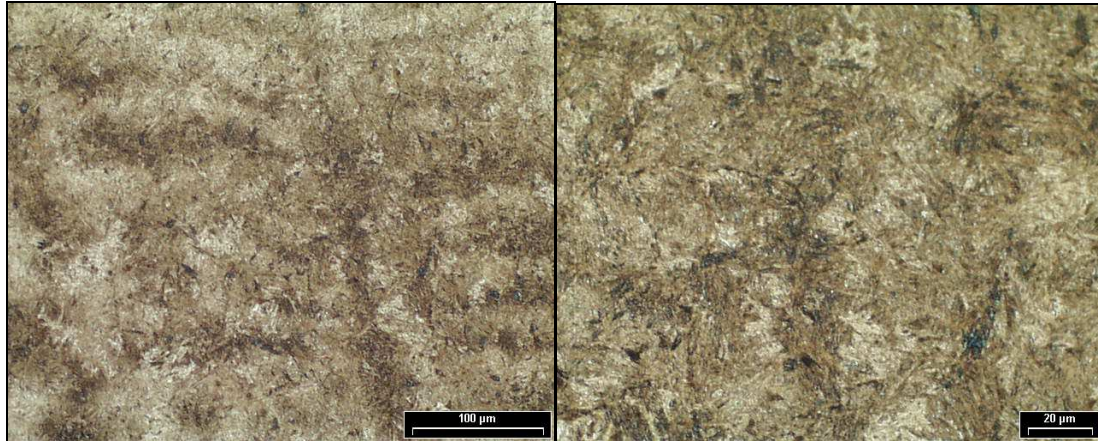


Figura 21 e 25- Zona superficial do “crabot”; Imagem com maior resolução.

-Zona nuclear do “crabot”:

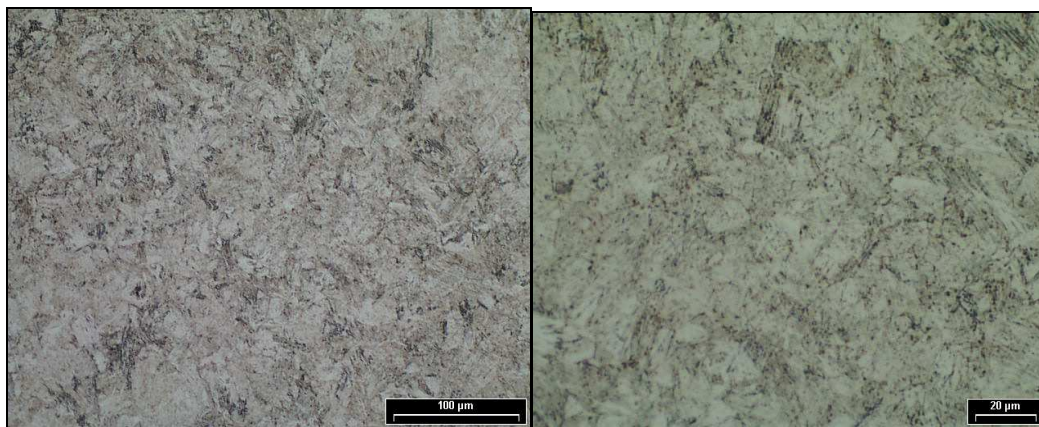


Figura 22 e 27 - Zona nuclear do “crabot”; Imagem com maior resolução

5.2.1 Análise de resultados

Como seria de esperar os “crabots” apresentam uma microestrutura semelhante à vista nos dentes da engrenagem, ou seja, grande aglomeração de Carbono nas zonas mais superficiais e depois uma diminuição do teor de Carbono com o aumento da profundidade, o que nos indica que esta peça sofreu cementação para um endurecimento superficial. Esta cementação por sua vez faz com que a resistência ao desgaste e ao choque seja maior na zona de contacto do “crabot” com o anel de sincronização sendo que o núcleo menos duro confere a elasticidade necessária para que o “crabot” não fique rígido em demasia e assim sofra de problemas de fadiga e problemas de falhas devido ao choque [2].

5.3 Dureza do material

Depois de efectuados os testes de metalografia para avaliar qual a microestrutura interna do material foram efectuados testes de dureza para termos uma noção mais clara da forma como a dureza evoluía, e de quais os seus valores, o que permitiria descortinar qual o aço utilizado nestas engrenagens. O teste de dureza foi efectuado nos laboratórios de Mecânica e o procedimento utilizado foi o teste de dureza de Vickers.

5.3.1 Teste de dureza de Vickers

O teste de dureza de Vickers é um teste que consiste na prensagem de um picador, movido com uma força **P** e com um ângulo de ataque α na sua ponta, que se apresenta num esquema muito próximo deste:

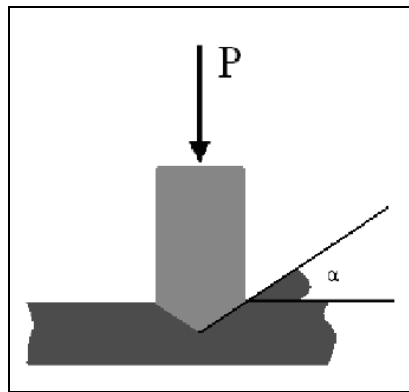


Figura 23 – Exemplo do método utilizado para a obtenção dos valores da dureza.

A finalidade deste método é a obtenção de um quadrado e depois medir as suas diagonais internas e depois permitir relacionar a dimensão das suas diagonais com a força **P** aplicada:



Figura 24 - Exemplo das diagonais consideradas no cálculo.

O valor final da dureza vai poder ser obtido, na sua formulação generalizada [3]:

$$HV = \frac{2P \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{\left(\frac{d1 + d2}{2}\right)^2} \left[\frac{Kgf}{mm^2} \right]$$

Sendo prática corrente utilizar um ângulo de ataque $\alpha = 22^\circ$, o que vai retornar:

$$HV = \frac{1,8544 \cdot P}{\left(\frac{d1 + d2}{2}\right)^2}$$

- Dente da engrenagem:

Tabela 27 - Valores das microdurezas de um dos dentes da engrenagem.

Dist (mm)	diag 1 (μm)	diag 2 (μm)	HV
0,05	21,5	21,5	802,3
0,15	24	23	671,6
0,25	24	23,5	654,8
0,35	23,5	24	654,8
0,65	24,5	24,5	617,9
0,85	25,5	25,5	570,4
1,1	27,5	27,5	490,4
1,35	29	29	441
1,6	29,5	29,5	426,2
2	31	31	385,9
2,3	31	31	385,9
centro	30,5	31	391

Graficamente a evolução da dureza Vickers com a profundidade é:

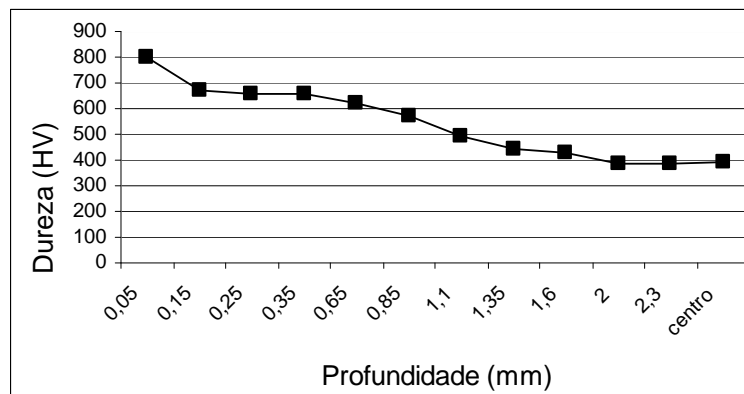


Figura 25 - Evolução da dureza de Vickers.

- “Crabot” :

Tabela 28 - Valores das micro-urezas de um dos “crabots”.

Dist (mm)	diag 1(μm)	diag 2(μm)	HV
0,05	21	21,5	817,5
0,15	21,5	21	817,5
0,3	22,5	22,5	732,6
0,5	23,5	23,5	671,6
0,75	25,5	25,5	570,4
1	28	28	473,1
1,3	31	30,5	391
1,6	31	31	385,9

Graficamente a evolução da dureza de Vickers no “crabot”:

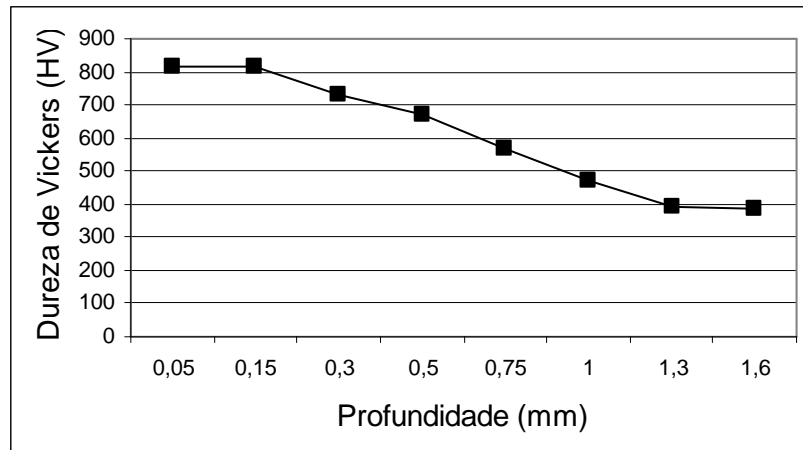


Figura 26- Evolução da dureza de Vickers no “crabot”.

Obtidos os valores das durezas podemos então converter esses valores para tensões de ruptura por intermédio, poderia ter sido utilizada uma das tabelas de conversão existentes na literatura técnica, e que garantem uma conversão fiável até aos 674 HV, mas neste caso foi utilizado uma das funcionalidades do KISSSoft, e que retornou os seguintes valores:

- Dente da engrenagem:

Tabela 29 - Conversão das microdurezas do dente da engrenagem.

Dist (mm)	HV	σ (N/mm ²)
0,05	802,3	
0,15	671,6	2400
0,25	654,8	2171
0,35	654,8	2171
0,65	617,9	2061,6
0,85	570,4	1881,6
1,1	490,4	1596,4
1,35	441	1423,5
1,6	426,2	1371,7
2	385,9	1240,65
2,3	385,9	1240,65
centro	391	1258,5

- “Crabot” :

Tabela 30 -Conversão das microdurezas do “crabot”.

Dist (mm)	HV	σ (N/mm ²)
0,05	817,5	-
0,15	817,5	-
0,3	732,6	-
0,5	671,6	2400
0,75	570,4	1881,6
1	473,1	1530,85
1,3	391	1258,5
1,6	385,9	1240,65

5.3.2 Caracterização do material

Conhecidas que são algumas das suas características e algumas das suas propriedades mecânicas e qual a sua utilização, vamos poder definir qual o aço que melhor preenche os requisitos para ser aplicado nas rodas das engrenagens utilizando a gama de aços disponível por algumas empresas do sector . No nosso caso a escolha foi para um aço de cementação com as seguintes designações normalizadas:

Tabela 31 - Designação internacional do material existente.

EuroNorm	W. NR
14NiCr18	1.5860

Utilizando um dos catálogos consultados foi possível apurar quais as características mecânicas, composição química e tratamentos térmicos a que este tipo de aço é usualmente sujeito. Neste caso recorreu-se à A.F.I.R, Aços Finos e Representações, e a informação extraída foi:

- Composição química média:

Tabela 32 - Composição química média.

C (%)	Si (%)	Ni (%)	Mn (%)	Cr (%)
0,13	0,3	4,5	0,5	1,1

- Características mecânicas:

Tabela 33 - Características mecânicas conforme as dimensões de fornecimento.

Dim. Forn.	$\sigma_{0,2}$ (N/mm²)	σ_R (N/mm²)	Alongamento	Estado no fornecimento
11	1000	1250-1550	7	220 HB
30	900	1200-1450	8	220 HB
63	800	1050-1300	9	220 HB

-Tratamentos térmicos utilizados:

Tabela 34 - Gama de temperaturas utilizadas em cada um dos processos.

Forjamento	Normalização	Recozimento	Têmpera	Cementação	Revenido¹
(1150 -850)° C	(850 – 880) °C	(650 – 700) °C	(830 – 860) ° C	(900 – 950) °C	(150 – 200) °C
			(780 – 800) ° C		
			arrefecido a óleo ²		
			(160 – 250) ° C ³		

¹ Neste caso para cada camada cementada a dureza mínima é de 59 HRC, ou 674 HV.

² No caso de secções simples e/ou de maior dimensão utilizar água.

³ Banho de sais.

5.4 Rugosidade

Após a análise ao material e à dureza dos dentes da engrenagem e dos “crabots” procedeu-se à análise dos níveis de rugosidade apresentados por um dos pares de engrenagens, e que já tinha sido utilizada e se existe algum erro micro-geométrico (Ver Anexo C.1).

A análise de rugosidade serve para obtermos dados quanto ao tipo de acabamento superficial que é necessário efectuar, como obter dados para prever o cálculo da correcção da espessura do filme lubrificante. Podemos ainda dizer que neste caso podemos verificar qual o desgaste a que ela foi sujeita. A medição de rugosidade neste caso foi pelo sistema da linha média, mais informações nos Anexos C.2 ,sendo os parâmetros mais importantes a reter [4 e 5]:

Ra - Desvio médio aritmético do perfil de rugosidade,
Rt - Profundidade de rugosidade,
Rz - Altura média de rugosidade,
Rq - Desvio médio quadrático do perfil de rugosidade,
Rpk - Altura reduzida dos picos de rugosidade.

Gohar [13] define a rugosidade composta das duas superfícies como resultante da expressão,

$$\sigma = \sqrt{(R_{q1})^2 + (R_{q2})^2}$$

Podemos ainda definir a mesma rugosidade composta por outra expressão,

$$\sigma = \frac{R_{a1} + R_{a2}}{2}$$

Normalmente vamos ter : $R_a < R_z < R_t$. Nos Anexos C.3 estão indicadas quais as classes de rugosidade propostas por Henriot [6].

A medição da rugosidade foi efectuada no apalpador electrónico, da Hommelwerke,



Figura 27 - Colocação do apalpador electrónico num dos flancos das engrenagens.

utilizando dois flancos e efectuando medições em duas direcções distintas: a radial e a transversal para assim podermos varrer todo o flanco e não fazer medições que só permitiriam obter uma parte do perfil de rugosidades com fiabilidade.

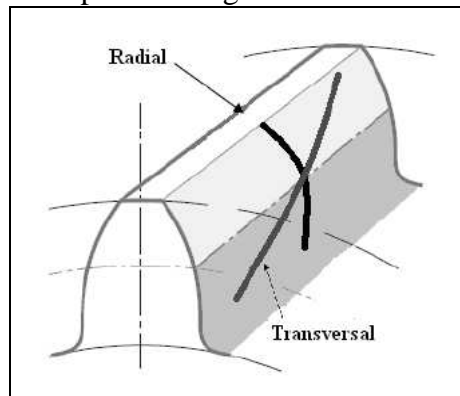


Figura 28 - Direcções em que se efectuaram medições.

Em seguida vão ser apresentados os valores obtidos nestas medições, na forma de média de n medições, sendo que as trajectórias efectuadas encontram-se nos Anexos C.4 e C.4.1. Nos gráficos referentes às trajectórias podemos confirmar que existe *tip relief* na cabeça do dente da engrenagem, com a súbita descida da cota y quando nos aproximamos da cabeça do dente.

5.4.1 Análise Transversal

A análise transversal efectuada revelou os seguintes resultados, respeitantes da norma ISO 11562 (M1) quanto à filtragem de valores díspares:

Tabela 35 - Análise transversal ao flanco 1 e 2.

Flanco	Nº de med	R_a	R_q	R_z	R_{pk}	$R_{m\grave{a}x}$
1	3	0,28	0,36	1,51	0,17	2,12
2	3	0,36	0,44	1,78	0,16	2,00

5.4.2 Análise Radial

A análise radial efectuada revelou os seguintes resultados, respeitantes da norma ISO 11562 (M1) quanto à filtragem de valores díspares:

Tabela 36 - Análise radial ao flanco 1 e 2.

Flanco	Nº de med	R_a	R_q	R_z	R_{pk}	$R_{m\grave{a}x}$
1	3	0,41	0,52	2,3	0,16	2,85
2	3	0,32	0,4	1,83	0,19	2,17

5.5 Acabamentos Superficiais

A definição dos acabamentos superficiais que devem ser aplicados para obtermos os níveis de rugosidade vai ser superficial, já que temos que considerar que os valores que obtivemos foram recolhidos de uma roda dentada que já tinha sido utilizada em competição e que apresentava algum desgaste não uniforme. Mas mesmo assim podemos apontar alguns processos cujas características são já conhecidas. Para maior informação consultar o Anexo C.5.

Poderíamos aconselhar o uso de “Shaving” ou de “Lapping”, que apresentam respectivamente uma rugosidade composta entre os 0,6-1,2 μm e 0,4 - 0,9 μm . Para obter um acabamento mais próximo deveríamos utilizar o “Honing”, ou o “Gear Shaving”, cuja rugosidade composta após o fabrico é compreendida entre os 0,3 – 0,6 μm e a sua rugosidade após a rodagem pode ser compreendida entre os 0,2 – 0,4 μm .

Além da sua menor rugosidade final vamos poder obter também uma superfície com melhores capacidades e com maior resistência as tensões impostas pela solicitação, já que o processo está concebido para que a superfície final tenha uma estrutura mais favorável à lubrificação e à resistência à tracção/compressão. Estas características fazem com que este seja o processo preferido por diversos construtores automóveis para acabamento superficial das caixas de velocidades, como o caso do grupo Ford : Ford, Jaguar, Mazda, Volvo.

Uma destas desvantagens deste processo é o seu elevado custo e a dificuldade de encontrar dispositivos capazes de o efectuar já que o seu elevado custo faz com que estes dispositivos se encontrem nas instalações industriais dos grandes construtores.

6 Lubrificante

Uma das principais funções dos lubrificantes é a minimização e controlo do atrito entre as superfícies dos sólidos em contacto de forma a facilitar o seu movimento relativo.[7]

Um lubrificante deve ser capaz de manter um filme lubrificante durante as operações, devendo ser viscoso mas não em demasia, ou seja, deve ser o menos fluído possível para anular o arrasto viscoso, que diminui a remoção de calor e aumenta a dissipação de potência.[8] Nos Anexos D.1 estão descritos alguns dos habituais aditivos.

Sendo esta um projecto com características de *reverse engineering* foi oportuno proceder à análise do lubrificante utilizado em competição, quer para obter as suas características base, como a viscosidade cinemática e índice de viscosidade, como também para ser possível perceber se o lubrificante escolhido era o indicado ou então quais as alternativas a serem consideradas dentro da mesma gama de produtos. O tipo de lubrificante que é utilizado para a lubrificação da caixa de velocidades em competição é um óleo da série Fuchs Titan Supergear (SAE 80W-140).

Consultado alguma da bibliografia de autoria da Fuchs verificamos que uma alternativa neste tipos de competição, também utilizado em competições de *rally-cross* e *rally sprint*, é a utilização do Fuchs Titan Speed (SAE 75W-90) [9] e Fuchs Titan Sintopoid (SAE 75W-90), este último é preferencialmente para ser utilizado em diferenciais não autoblocantes. As fichas técnicas cedidas pelo fabricante acerca destes óleos encontram-se nos anexos D.2.

Como não foi possível a realização de testes para efectivamente comprovar se as vantagens e campos de aplicação preferenciais indicados pelo fabricante vamos apenas restringir a nossa análise ao que pode ser deduzido pela simulação teórica nos próximos subcapítulos.

6.1 Análise do Lubrificante Titan Supergear

Como já era conhecido a utilização do óleo Titan Supergear foi esse o escolhido para a análise de viscosidade.

Antes de se proceder à análise da viscosidade era necessário obter os valores da densidade, que foi efectuada utilizando um densímetro. Para esse efeito e para verificar a sua variação com a temperatura foi medida a densidade à temperatura ambiente e depois a cerca de 40°C. Os resultados obtidos foram :

Tabela 37- Valores da densidade do óleo Supergear.

Temp. (°C)	ρ (g/cm ³)
20,7	0,8894
43,3	0,873

Como seria esperado os valores à temperatura ambiente surgem muito próximos dos valores que já tinham sido referenciados na folha do produto.

Garantido que estava o facto do óleo estar livre de impurezas podemos então passar ao cálculo das suas viscosidades através da determinação dos graus de Engler por via experimental. Sucintamente podemos dizer que neste método é necessário quantificar qual o tempo necessário para o escoamento de 200ml a diversas temperaturas, sendo

que o óleo é aquecido num viscosímetro de Engler e depois escoado para um recipiente com 200 ml de capacidade. Estes valores servem para a comparação com o tempo gasto por água a 20°C e assim determinarmos os graus de Engler.

O esquema de montagem e restante material encontra-se enumerado nos Anexos D.3.3 Os tempos obtidos, e as respectivas temperaturas utilizadas foram:

Tabela 38 - Tempos obtidos segundo o processo de graus de Engler.

Temp. (°C)	Minutos	Segundos	Centésimos
42	25	45	75
77	5	21	87
96,5	3	18	58

Sabendo que a água para 20°C leva respectivamente,

$$t_{\text{água } 20^{\circ}\text{C}} = 49,6\text{s}$$

Comparando os tempos já enunciados vamos obter os graus de Engler, °E:

$$- {}^{\circ}E_{42^{\circ}\text{C}} = \frac{\Delta t_{\text{óleo}}(\text{segundos})}{\Delta t_{\text{água}}} = \frac{1545,75}{49,6} = 31,16$$

$$- {}^{\circ}E_{77^{\circ}\text{C}} = \frac{\Delta t_{\text{óleo}}(\text{segundos})}{\Delta t_{\text{água}}} = \frac{321,87}{49,6} = 6,49$$

$$- {}^{\circ}E_{96,5^{\circ}\text{C}} = \frac{\Delta t_{\text{óleo}}(\text{segundos})}{\Delta t_{\text{água}}} = \frac{198,58}{49,6} = 4,0$$

Conhecidos os graus de Engler podemos então passar ao cálculo da sua viscosidade :

$$- \nu_{42^{\circ}\text{C}} = 7,624 \cdot {}^{\circ}E_{42^{\circ}\text{C}} - \frac{2,717}{{}^{\circ}E_{42^{\circ}\text{C}} - 1,522} = 237,505 \text{ cSt}$$

$$- \nu_{77^{\circ}\text{C}} = 7,624 \cdot {}^{\circ}E_{77^{\circ}\text{C}} - \frac{2,717}{{}^{\circ}E_{77^{\circ}\text{C}} - 1,522} = 48,93 \text{ cSt}$$

$$- \nu_{96,5^{\circ}\text{C}} = 7,624 \cdot {}^{\circ}E_{96,5^{\circ}\text{C}} - \frac{2,717}{{}^{\circ}E_{96,5^{\circ}\text{C}} - 1,522} = 29,43 \text{ cSt}$$

Partindo destes valores obtidos experimentalmente podemos passar rapidamente para a caracterização do lubrificante em termos de termo viscosidade fazendo uso da norma ASTM D341, segundo a qual o lubrificante varia com a temperatura da seguinte forma:

$$\text{Log}(\text{Log}(\nu + a)) = n - m \cdot \text{Log}(T)$$

Partindo desta equação devemos proceder ao cálculo dos seus coeficientes **n**, **m** e **a** que são característicos para cada um dos lubrificantes. Por motivos de morosidade não foi aqui expressa qual o tratamento matemático das equações para obtermos as equações

finais para os três coeficientes, estando essa informação no Anexo D.3.4. Neste caso vamos obter :

- $m = 7,8401$
- $n = 2,9732$
- $a = 0,7$

Com os valores dos coeficientes **m,n** e **a** podemos então calcular o índice de viscosidade segundo a norma ASTM que neste caso será:

- $I.V_{ASTM} = 132$

Conhecidos estes valores podemos obter uma aproximação da evolução da termo viscosidade em termos gráficos, os valores encontram-se no Anexo D.4 que será:

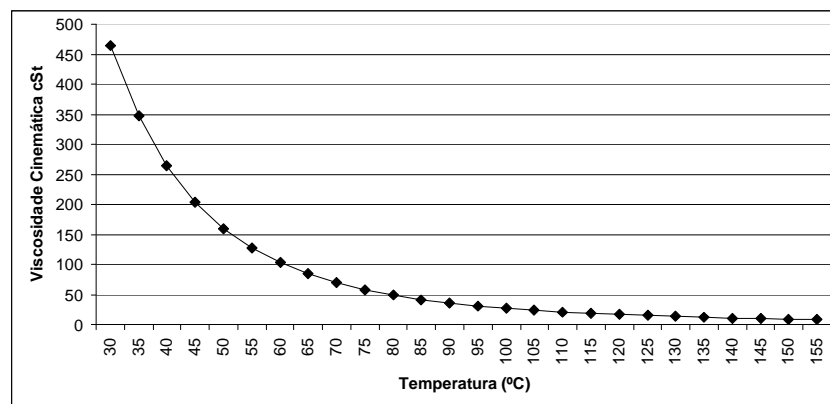


Figura 29- Evolução dos valores de termoviscosidade.

Aproveitando as possibilidades dadas pela folha Excel foi-nos permitido obter uma aproximação para a variação quer da termo viscosidade (β) quer da piezoviscosidade (α). Os resultados obtidos foram:

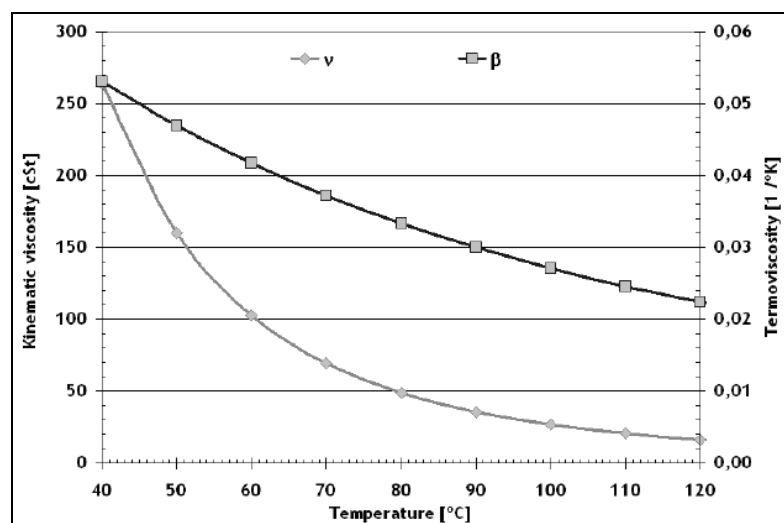


Figura 30 - Evolução da Viscosidade cinemática e termoviscosidade com a temperatura.

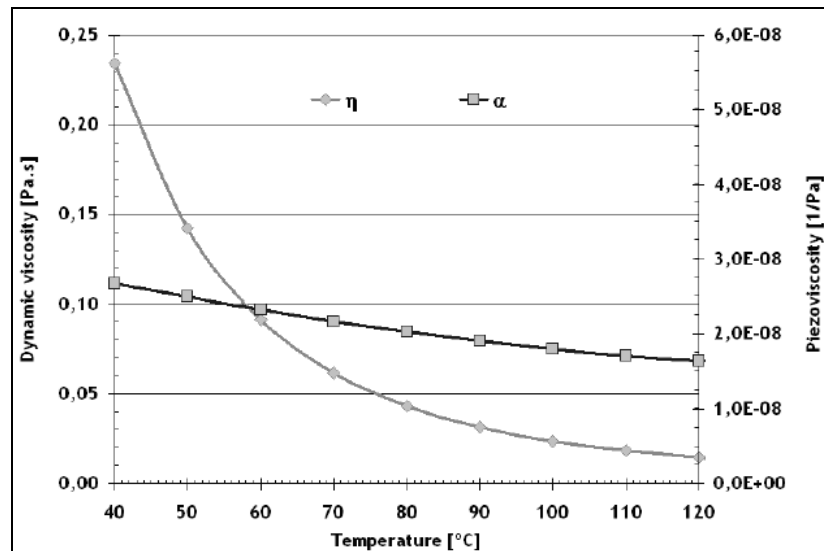


Figura 31 - Evolução da viscosidade dinâmica e da piezoviscosidade com a temperatura.

Como seria de esperar este é um tipo de óleo que faz uso do seu elevado nível de viscosidade e de untuosidade e que nos vai permitir valores de viscosidade assinaláveis em toda a gama de temperaturas, sendo exemplo o valor de 29,43 cSt para a sua viscosidade cinemática já perto dos 100°C, quando podemos ver que outro tipo de lubrificantes para a mesma temperatura apresentam valores de 14,81 cSt. Esta diferença é do mais relevante, já que devemos ter em consideração o facto de que em competição passarmos maior parte do tempo na zona de maior binário, logo de maiores esforços e aquecimento dos trens de engrenagens.

6.2 Análise do Lubrificante Titan Superspeed

Fazendo uso da mesma ferramenta de cálculo utilizada no caso do Titan Supergear podemos obter qual a evolução esperada dos valores dos coeficientes de termo viscosidade, piezoviscosidade e viscosidade cinemática e dinâmica.

Recordando os valores da viscosidade cinemática para as temperaturas de referência:

Tabela 39 - Valores fornecidos pelo fabricante para o óleo Fuchs Titas SuperSpeed.

Características	Unidade	Valor	Norma
Classe		75W-90	DIN 51 512
Viscosidade a 40°C	cSt	126,5	DIN 51 562-1
Viscosidade a 100°C	cSt	16,6	DIN 51 562-1
Índice de Viscosidade		141	DIN ISSO 2909

Os resultados obtidos para a viscosidade cinemática e para o coeficiente de Termo viscosidade foram:

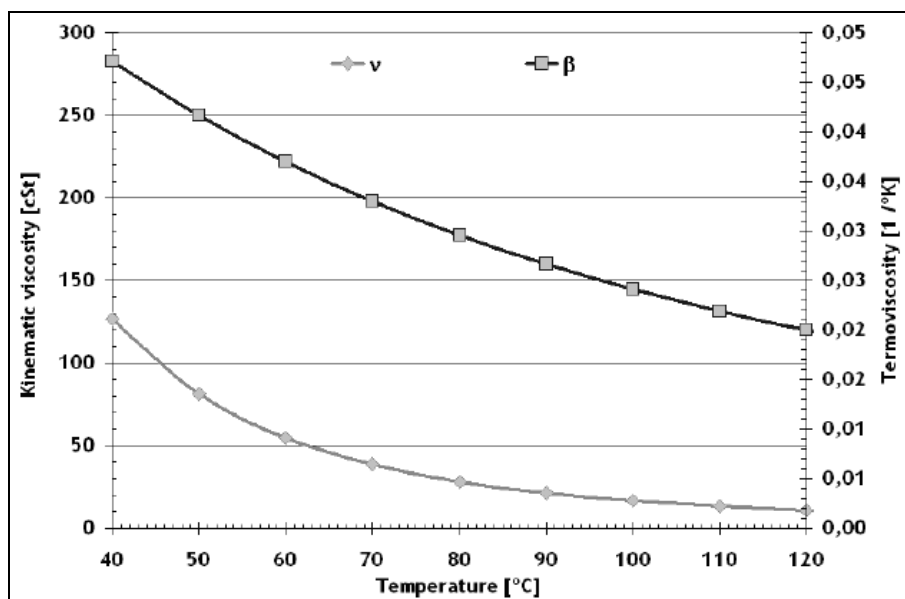


Figura 32 - Variação da viscosidade cinemática e do coeficiente da termoviscosidade.

Como podemos observar é claro que a sua viscosidade cinemática sofre uma menor variação com a temperatura do que o Titan Supergear, já que entre os 40° C e os 120° C ele sofre uma diminuição na casa dos 0,0271 °K⁻¹ enquanto o Titan Supergear apresenta para a mesma gama de temperaturas uma diminuição na casa dos 0,0307 °K⁻¹, representa uma variação de acima dos 10%, o que em conjunto com a sua menor variação da viscosidade cinemática no intervalo considerado, uma variação na casa dos 115,71 cSt, em comparação com a do Titan Supergear que se situa na casa dos 247,45 cSt, vem reforçar as suas características de “stay-in-grade”, ou seja, não apresenta valores de viscosidade nem em excesso nem em falta para qualquer situação de carga ou ambientais. Os valores obtidos foram:

Tabela 40 - Comparação dos valores para a viscosidade dinâmica e termoviscosidade.

Tipo de óleo	T. (°C)	v (cSt)	β (1/°K)
Superspeed	40	126,5	0,0471
	120	10,71	0,02
Supergear	40	263,78	0,0531
	120	16,33	0,0307

No caso da análise da evolução da Viscosidade Dinâmica e na Piezoviscosidade vamos obter a seguinte evolução:

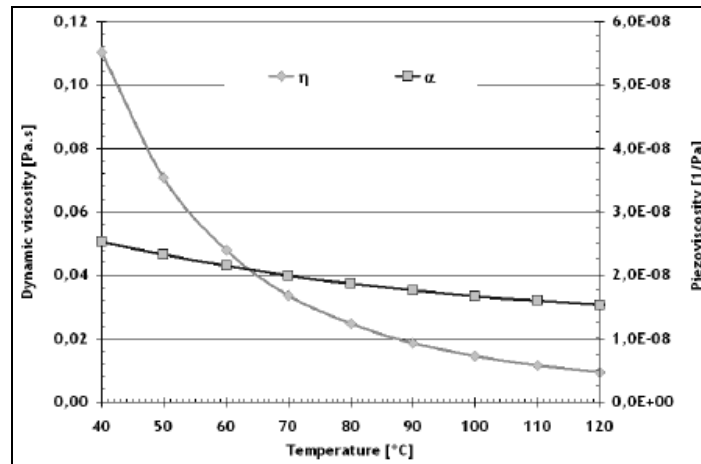


Figura 33 - Variação da viscosidade dinâmica e do coeficiente de piezoviscosidade.

No que diz respeito a estes dois parâmetros podemos dizer que a sua evolução é consistente com o que já anteriormente tinha sido visto, ou seja, a sua viscosidade dinâmica têm uma menor variação com a temperatura, na casa dos 0,1 Pa.s, quando comparado com o Titan Supergear, que se situa nos 0,22 Pa.s, o que vem reforçar a sua qualidade de “stay-in-grade”, sendo que a evolução da Piezoviscosidade não se apresenta muito distante, já que se para o Titan Superspeed temos um decréscimo na casa dos $0,998 \times 10^{-8} Pa^{-1}$, enquanto o Titan Supergear apresenta uma variação da ordem dos $1,00 \times 10^{-8} Pa^{-1}$, ou seja, na realidade a diferença de comportamentos é nula.

Tabela 41 - Comparação dam viscosidade dinâmica e coeficiente de piezoviscosidade.

Tipo de óleo	T. (°C)	η (Pa.s)	α (1/Pa)
Superspeed	40	0,11	$2,53 \times 10^{-8}$
	120	0,009326	$1,532 \times 10^{-8}$
Supergear	40	0,2344	$2,678 \times 10^{-8}$
	120	0,01451	$1,637 \times 10^{-8}$

Em seguida é apresentado a evolução do filme lubrificante e da espessura de filme específica tendo em conta as situações de regime máximo (onde a potência é maior) e zona de binário máximo.

6.3 Espessura do filme de lubrificante

A espessura do filme lubrificante, como o seu valor corrigido, e a espessura específica do filme lubrificante, Λ , permitem-nos perceber em que condições vai ser feita a lubrificação e qual vai ser a probabilidade de ocorrer desgaste por fadiga. No Anexo D.5 estão colocados alguns princípios teóricos utilizados.

Conhecidas algumas das propriedades do lubrificante podemos então proceder à previsão de qual vai ser a espessura corrigida do filme e da espessura específica do filme na linha de engrenamento para os cinco pares de engrenagens.

Em seguida podemos passar à comparação com valores de Λ estipulados para não ser ultrapassado os 5% de probabilidade de falha por desgaste. Estes valores de Λ mínimos são dependentes da velocidade tangencial a que as engrenagens são sujeitas, sendo possível efectuar uma aproximação [10]

Assim vamos obter os seguintes valores:

Tabela 42 - Espessuras específicas mínimas.

Velocidade	v_t (m/s)	Λ
1ª Veloc.	15,46	1,25
2ª Veloc.	13,745	1,25
3ª Veloc.	14,577	1,25
4ª Veloc.	28,384	1,75
5ª Veloc.	32,827	1,8

Conhecidas que são as dimensões das rugosidades presentes nos flancos das engrenagens podemos passar à previsão de qual a espessura corrigida de filme e de qual a espessura corrigida do filme, como nas medições efectuadas apuramos diversos valores consoante o flanco optou-se pela adopção de $R_a=0,35 \mu\text{m}$. Nesta previsão optamos pela situação mais comum em competição que é a utilização de regimes de motor de maior binário, cerca de 435 Nm às 4600rpm com uma potência avaliada de 150Kw, e uma temperatura de utilização de 70°C, o óleo utilizado foi o Titan Supergear. Para tornar os cálculos mais céleres os parâmetros foram calculados nos pontos notáveis da linha de engrenamento (A,C,I,C,B) e na no percurso entre eles. Os valores obtidos para a espessura corrigida de filme foram:

Tabela 43 - Valores da espessura corrigida do filme lubrificante.

	Linha de Engrenamento											
Vel.	A	A-C	C1	C2	C-I	I	I-D	D1	D2	D-B	B	A
1ª	0,4124	0,4854	0,5732	0,5524	0,8033	0,8492	0,6644	0,5858	0,6079	0,5928	0,5855	0,4124
2ª	0,4337	0,6695	0,9683	0,9332	0,7614	1,0902	0,6585	0,5827	0,6046	0,5077	0,4286	0,4337
3ª	0,5583	0,7112	0,9741	0,9388	1,0198	1,2503	0,7782	0,6399	0,6640	0,5686	0,4973	0,5583
4ª	0,6043	0,6771	0,7784	0,7502	1,1694	1,4918	0,9577	0,6786	0,7041	0,6281	0,5719	0,6043
5ª	0,7293	0,8165	0,9510	0,9166	1,2673	1,6424	1,1979	0,8665	0,8991	0,7652	0,6750	0,7293

Para os valores de espessura específica do filme os valores obtidos foram:

Tabela 44 - Valores da espessura específica di filme lubrificante.

	Linha de Engrenamento											
Vel.	A	A-C	C1	C2	C-I	I	I-D	D1	D2	D-B	B	A
1ª	1,0616	1,2494	1,4753	1,4219	2,0677	2,1858	1,7102	1,5080	1,5646	1,5259	1,5070	1,0616
2ª	1,1163	1,7234	2,4923	2,4020	1,9598	2,8063	1,6949	1,4998	1,5562	1,3069	1,1033	1,1163
3ª	1,4370	1,8307	2,5073	2,4165	2,6250	3,2182	2,0030	1,6472	1,7091	1,4636	1,2799	1,4370
4ª	1,5555	1,7429	2,0035	1,9309	3,0100	3,8399	2,4651	1,7466	1,8122	1,6169	1,4721	1,5555
5ª	1,8772	2,1018	2,4479	2,3593	3,2620	4,2275	3,0835	2,2304	2,3142	1,9695	1,7374	1,8772

Como podemos verificar a espessura específica mínima necessária para assegurar a probabilidade de desgaste estipulada anteriormente é respeitada em quase toda a linha de engrenamento, sendo o caso mais grave o da 1ª velocidade, onde a espessura específica de filme apenas atinge o valor pretendido entre a transição entre o ponto A e C, enquanto nos outros casos temos desde o primeiro momento de engrenamento uma espessura dentro do pretendido.

Podemos então passar à comparação destes valores com a espessura específica que podemos obter com o Titan SuperSpeed. Os valores obtidos para a espessura corrigida de filme foram:

Tabela 45 :Valores da espessura corrigida do filme lubrificante.

	Linha de Engrenamento											
Vel.	A	A-C	C1	C2	C-I	I	I-D	D1	D2	D-B	B	A
1ª	0,2980	0,3439	0,3958	0,3815	0,5201	0,5355	0,4733	0,4409	0,4575	0,4547	0,4566	0,2980
2ª	0,3309	0,4818	0,6465	0,6231	0,5476	0,6962	0,4957	0,4532	0,4703	0,4117	0,3577	0,3309
3ª	0,4384	0,5366	0,6848	0,6600	0,7082	0,8108	0,5836	0,5018	0,5207	0,4607	0,4125	0,4384
4ª	0,4953	0,5441	0,6092	0,5871	0,8307	0,9870	0,7172	0,5440	0,5644	0,5144	0,4761	0,4953
5ª	0,6031	0,6597	0,7434	0,7165	0,9192	1,1053	0,8787	0,6799	0,7055	0,6190	0,5580	0,6031

Para os valores de espessura específica do filme os valores obtidos foram:

Tabela 46: Valores da espessura específica do filme lubrificante.

	Linha de Engrenamento											
Vel.	A	A-C	C1	C2	C-I	I	I-D	D1	D2	D-B	B	A
1ª	0,7671	0,8852	1,0188	0,9819	1,3386	1,3784	1,2182	1,1348	1,1775	1,1705	1,1753	0,7671
2ª	0,8518	1,2401	1,6641	1,6038	1,4095	1,7921	1,2760	1,1666	1,2105	1,0598	0,9207	0,8518
3ª	1,1283	1,3811	1,7628	1,6989	1,8230	2,0871	1,5023	1,2916	1,3402	1,1858	1,0618	1,1283
4ª	1,2748	1,4004	1,5680	1,5112	2,1382	2,5407	1,8460	1,4002	1,4528	1,3239	1,2255	1,2748
5ª	1,5523	1,6979	1,9136	1,8443	2,3661	2,8451	2,2618	1,7502	1,8160	1,5933	1,4364	1,5523

6.3.1 Análise de resultados

No caso do Titan Superspeed podemos verificar que a espessura específica pretendida é mais difícil de ser atingida, já que nos casos da 1ª e 2ª velocidade a espessura específica pretendida é apenas atingida já perto do ponto primitivo, expondo a zona dos flancos dos dentes a um maior desgaste. Nos casos da 4ª e especialmente 5ª velocidade já vamos obter uma espessura de filme lubrificante capaz de nos assegurar uma prevenção contra o desgaste dentro dos parâmetros já definidos, mas sem atingir os valores que foram atingidos no caso do Titan Supergear. Para analisarmos os valores da espessura corrigida do filme lubrificante podemos analisar estes resultados tendo em conta os valores de escorregamento (secção 3.3) que com valores elevados vai levar a temperaturas máximas das superfícies e do óleo maiores e a temperatura Flash o que influenciam negativamente os valores da espessura corrigida do filme lubrificante e que apontavam para uma 2ª velocidade mais propensa a escorregamento específico e a 5ª velocidade menos propensa ao escorregamento.

6.4 Conclusão

Se o objectivo com que partimos para esta análise das diversas características dos lubrificantes era o de por um lado conhecer melhor esses mesmos óleos lubrificantes e por outro lado perceber se eles eram a melhor opção para este tipo de utilização com estes resultados é perfeitamente perceptível que a escolha do lubrificante mais indicada é o Titan SuperGear Mc, a solução que já havia sido adoptada.

7 Engrenamento

O engrenamento neste tipo faz-se através de dentes de engrenamento colocados nas faces das rodas dentadas e nos anéis de sincronização, ambos com a mesma geometria, e com as mesmas dimensões. Para uma melhor análise e projecto do engrenamento devemos proceder a uma primeira análise das situações possíveis em termos de alteração de geometria para depois analisar em maior detalhe as soluções mais favoráveis e desse grupo efectuar uma simulação pelo método dos elementos finitos das rodas dentadas com os respectivos dentes de engrenamento e com a respectiva solicitação.

7.1 Equilíbrio estático

Antes de partirmos para o estudo geométrico devemos perceber qual a situação em termos de carregamento estático. Conhecendo a disposição dos “crabots” e o raio em relação ao centro (r_i) e qual o momento-motor que vai ser aplicado vamos ter,

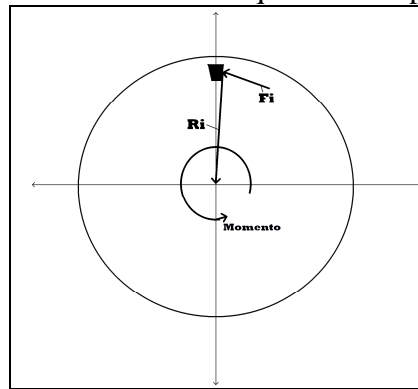


Figura 34 - Disposição estática.

que pode ser traduzido por:

$$M_{\text{momento-motor}} = \sum_i F_i \cdot r_i$$

o que para o caso de uma roda dentada com n dentes de engrenamento vamos ter uma força a actuar sobre cada um dos “crabots” definida da seguinte forma,

$$\frac{M_{\text{momento-motor}}}{n \cdot r_i} = F_i$$

Nestes casos poderemos também assumir a divisão de F_i em duas componentes, F_{xi} e F_{yi} , mas que vão ser dependentes da geometria do “crobot” como veremos no capítulo seguinte.

7.2 Sincronização e dinâmica do engrenamento

Tratados que estão os aspectos associados ao carregamento estático dos anéis de sincronização passamos agora para a análise ao nível da facilidade de sincronização e de engrenamento, que no nosso caso é um parâmetro a ter sempre em consideração, já que a rapidez e a facilidade com que se efectua uma mudança de velocidade a qualquer rotação em competição automóvel é determinante para uma boa performance final.

Em primeiro lugar vai ser determinado qual o tempo necessário para a duração de sincronização, utilizando o método das Inércias Equivalente, e em segundo lugar vamos analisar quais as soluções construtivas que nos permitem obter uma menor interferência entre “crabots” e que assim aumente as possibilidades de cada mudança de velocidade ser efectuada o mais depressa possível.

7.2.1 Sincronização

Para podermos ter uma aproximação de qual o tempo necessário para se proceder à sincronização de velocidades devemos utilizar o método das Inércias Equivalentes para cada uma das mudanças de velocidade que na nosso caso deverá ser o mais sequencial possível, ou seja, é esperado que da 1ª velocidade se passe para a 2ª velocidade e depois para 3ª velocidade e assim até à 5ª velocidade e não passagens de caixa entre 1ª velocidade e 3ª velocidade por exemplo. De seguida explica-se de uma forma resumida o método as Inércias Equivalentes.

7.2.2 Método das Inércias Equivalentes

Este método baseia-se, referenciado por outros autores, [11], nas variações do valor da energia cinética que ocorrem quando temos uma mudança de velocidade. Se consideramos um par de engrenagens como aquele que está representado na figura 35, o modelo mais simples possível,

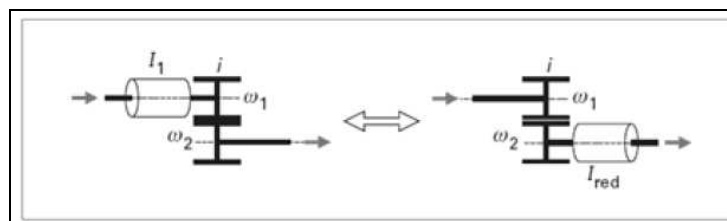


Figura 35 - Esquema de um sistema com duas engrenagens.

Partindo do facto de ser conhecida o ratio das engrenagens:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} \Rightarrow \omega_1 = \frac{\omega_2}{i}$$

a Inércia reduzida deste par de engrenagens vai ser obtido através do cálculo da energia cinética do sistema:

$$E_c = \frac{I_1 \omega_1^2}{2} = \frac{I_1 \left(\frac{\omega_2}{i} \right)^2}{2} = \frac{I_1}{2} \frac{1}{i^2} \omega_2^2$$

o que nos vai levar a uma inércia reduzida, $I_{e,red}$, igual a

$$I_{red} = \frac{I_1}{j^2}$$

Num sistema de engrenagens mais complexo como aquele que é representado na figura 36 devemos de ter em linha de conta não só o par de engrenagens que está a ser utilizado mas também os restantes pares de engrenagens existentes no veio primário e secundário para termos a correcta variação de energia cinética do sistema.

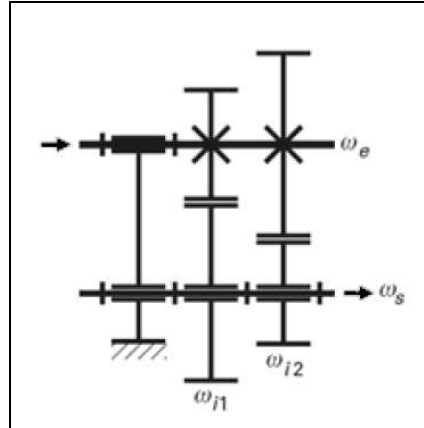


Figura 36 - Esquema de um sistema com n engrenagens.

A variação de energia cinética de um sistema de n engrenagens quando passamos da velocidade $i+1$ para i pode ser calculado partindo das velocidades angulares de saída ou do veio da roda mandada, ω_{si} , e a velocidade entrada ou do veio do pinhão ω_e ,

$$i_j = \omega_{si}/\omega_e.$$

$$2E_c = I_e \omega_e^2 + \sum_{i=1}^n I_i \omega_{si}^2 = \omega_e^2 \left(I_e + \sum_{i=1}^n I_i i_j^2 \right) = I_{e,red} \omega_e^2$$

Sabendo que a potência necessária para o sincronizamento pode ser dada pelo momento aplicado, M , e pela velocidade angular ω_i ,

$$P = - M \omega_i$$

e conhecendo a relação entre momento aplicado e potência podemos escrever:

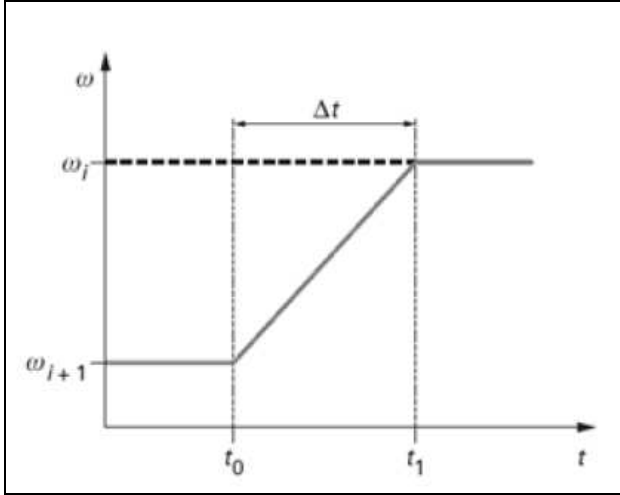
$$M = -I_{e,red} \frac{\omega_e}{\omega_i} \dot{\omega}_e = -I_{e,red} \frac{1}{i_j} \dot{\omega}_e$$

se M for constante então teremos que $\dot{\omega}_e = \text{Constante}$ assim vamos ter que para $t = 0$, $\omega_{t=0} = \omega_0$ e para $t = t_1$ vamos ter $\omega_{t=t_1} = \omega_1$ o que faz com que ,

$$M = -I_{e,red} \frac{1}{i_i} \dot{\omega}_e = -I_{e,red} \frac{1}{i_i} \frac{\Delta \omega_e}{\Delta t} = -I_{e,red} \frac{1}{i_i} \frac{(\omega_1 - \omega_0)}{(t_1 - t_0)}$$

$$M = I_{e,red} \frac{1}{i_i} \frac{(\omega_0 - \omega_1)}{\Delta t}$$

conhecidas que são os ratio das engrenagens i_i e a velocidade a que o veículo se desloca no instante t_0 e t_1 podemos afirmar que as ω_0 e ω_1 são,



$$\omega_0 = \frac{v_0}{i_0 i_{i+1} r} ; \omega_1 = \frac{v_1}{i_0 i_i r}$$

Figura 37 - Diferença do valor das velocidades angulares.

o que nos leva a termos um valor de **M** associado à velocidade do veículo,

$$M = \frac{I_{e,red}}{i_i \Delta t} \frac{1}{i_0 r} \left(\frac{v_1}{i_i} - \frac{v_0}{i_{i+1}} \right)$$

no caso de velocidade constante do veículo vamos ter $v = v_0 = v_1$ o que simplifica a expressão acima deduzida,

$$M = \frac{I_{e,red}}{i_i \Delta t} \frac{v}{i_0 r} \left(\frac{1}{i_i} - \frac{1}{i_{i+1}} \right) = \frac{I_{e,red}}{i_i \Delta t} \omega_s \left(\frac{1}{i_i} - \frac{1}{i_{i+1}} \right)$$

podemos então perceber que quando consideramos que a velocidade do veículo não se altera o tempo de sincronização passa a ser função de ω_s , ou seja, passa a ser função da velocidade da roda mandada.

7.2.3 Tempo de sincronização

Para determinar qual o tempo de sincronização devemos primeiro determinar quais as massas equivalentes e as inércias reduzidas. No caso das massas equivalentes podem ser determinadas considerando uma roda dentada como um cilindro, com um diâmetro igual ao diâmetro primitivo e de espessura conhecida, e uma massa específica de 7850 Kg/m^3 , assim teremos os seguintes resultados:

Tabela 47- Valores dos volumes e da massa das rodas dentadas.

	Volume (mm^3)		Massa (Kg)	
	<i>LayShaft</i>	<i>MainShaft</i>	<i>LayShaft</i>	<i>MainShaft</i>
1ª Veloc.	33943,3	288033,5	0,27	2,26
2ª Veloc.	58863,5	230078,2	0,46	1,81
3ª Veloc.	76265,3	149618,4	0,60	1,17
4ª Veloc	105378,8	122463,2	0,83	0,96
5ª Veloc	118370,7	91744,6	0,93	0,72
Rear	39819,7	99019,1	0,31	0,78

As inércias reduzidas para cada uma das velocidades engrenadas vão ser:

Tabela 48– Valores das inércias reduzidas para as rodas dentadas.

	$I_{e,red} \text{ (Kg.m}^2\text{)}$	
	<i>LayShaft</i>	<i>MainShaft</i>
1ª Veloc.	6,80E-03	8,08E-04
2ª Veloc.	5,61E-03	1,61E-03
3ª Veloc.	3,96E-03	2,17E-03
4ª Veloc	2,92E-03	3,09E-03
5ª Veloc	1,41E-03	3,08E-03
Rear	3,57E-03	3,20E-04

Como a nossa caixa de velocidades é de 5 velocidades vamos ter 6 possibilidades , realistas, de mudanças de velocidades, sendo que nesta simulação não foi tida em conta o engrenamento da marcha-atrás, visto que é uma situação que ocorre com menor frequência e raramente em competição. Assim, a nomenclatura quanto às possibilidades de engrenamento são ,

Tabela 49– Nomenclatura das possibilidade de engrenamento.

Hipótese	Velocidade i	Velocidade $i+1$
1	1st	2nd
2	2nd	1st
3	2nd	3rd
4	3rd	2nd
5	3rd	4th
6	4th	3rd
7	4th	5th
8	5th	4th

A curva de binário que vai ser considerada para efectuar esta aproximação é baseada nas características do motor de série e nos limites de performance exigidos pelos regulamentos oficiais,

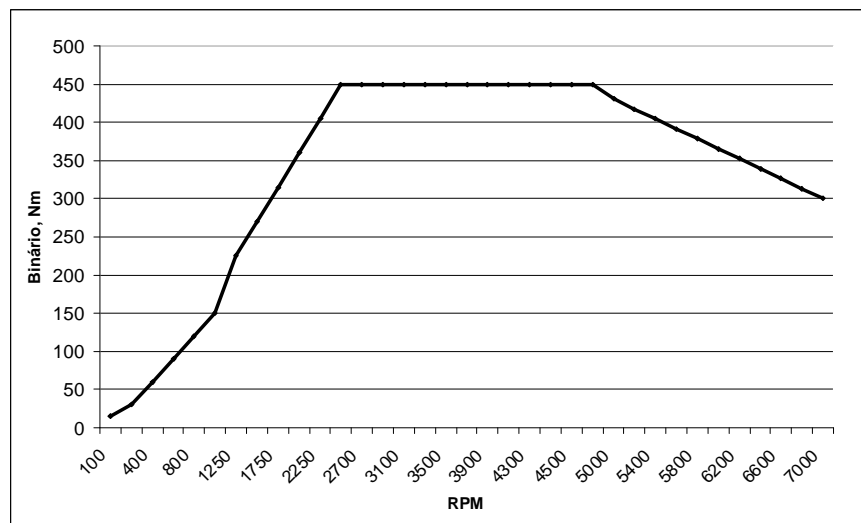


Figura 38 - Curva de binário do motor admitida.

Esta aproximação da curva de binário pode ser dividida em 4 zonas distintas:

- Zona 1 : 0 – 1000 RPM;
- Zona 2 : 1000 - 2500 RPM;
- Zona 3 : 2500 – 4700 RPM;
- Zona 4 : 4700 – 7000 RPM:

Conhecido o momento produzido pelo motor vamos obter os seguintes tempos de sincronização, sendo função de w_s ,

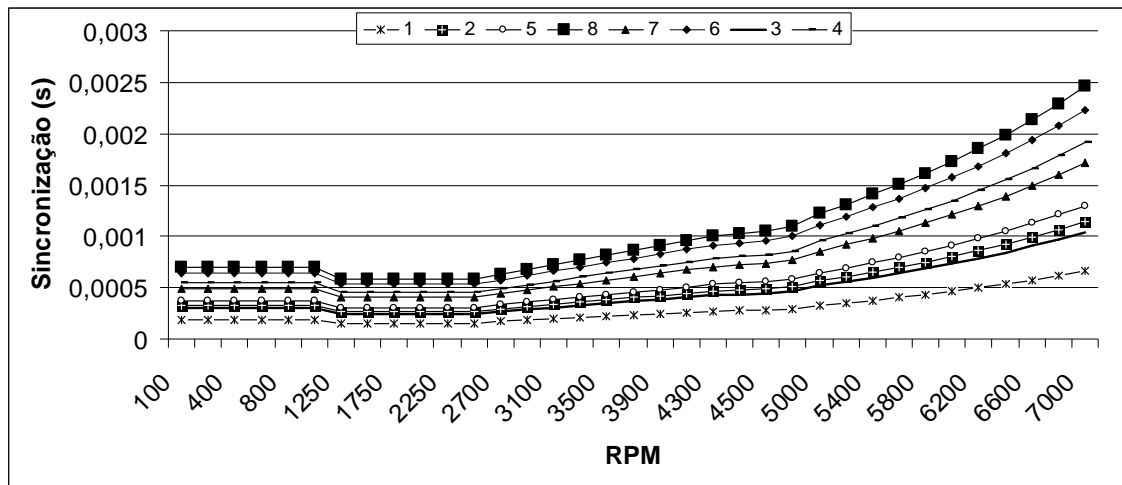


Figura 39 - Evolução dos tempos de sincronização conforme a rotação.

7.2.3 Análise de resultados

Conhecidos os resultados da estimativa podemos verificar que os processos mais prolongados são aqueles que envolvem uma redução de velocidade casos da situação 2,4,6, e 8 que aparecem no topo quando a rotação do motor ultrapassa as 2500 RPM sendo que até às 1250 RPM o tempo de sincronização é constante deriva do facto de se ter sido considerado uma evolução do binário de forma linear com as rotações do motor, como está exemplificado na figura 39.

Os resultados obtidos podem ser considerados como dentro do que era esperado, com um aumento do tempo necessário à sincronização nos regimes mais altos já que é nessa gama que a diferença de velocidades angulares, e consequentemente as diferenças da energia cinética, são maiores sendo que esta diferença de velocidades também está na base da diferença que existe entre a situação de passagem para uma mudança de velocidade superior e uma redução.

7.3 Dinâmica do engrenamento

Conhecidos os tempos de sincronização nas situações previstas podemos agora partir para outro tipo de análise desta vez ligada à velocidade com que as diferentes rodas dentadas passam a rodar após a sincronização com o anel sincronizador.

Na secção seguinte fazemos uma breve demonstração do método utilizado neste cálculo.

7.3.1 Conceitos básicos da dinâmica do engrenamento

Para determinar qual a velocidade final da roda dentada e do anel sincronizador, que vai ser a mesma, devemos partir da noção de momento dinâmico, visto estarmos perante

dois corpos animados de rotação. Assim o momento dinâmico poderá ser determinado da seguinte forma [12]:

$$\vec{H}_G^{total} = \sum_{i=1} \vec{H}_{Gi} = \vec{H}_{G1} + \vec{H}_{G2} = [I^1_{G1}] \cdot \vec{\omega}_{10} + [I^1_{G2}] \cdot \vec{\omega}_{20}$$

Partindo das noções de Dinâmica podemos relacionar o tempo de sincronização, o momento aplicado e a variação do momento dinâmico,

$$\int_0^t \vec{M}_G dt = \Delta \vec{H}_G^{total} = \vec{H}'_G - \vec{H}^0_G$$

Para utilizarmos este modelo e em especial para determinar \vec{H}^0_G foram necessárias efectuar algumas considerações.

A primeira foi acerca de qual seria a base para determinar as velocidades angulares das rodas dentadas porque durante o movimento de desacoplamento de uma roda dentada e engrenamento, o movimento dos veios não vai ser imposto pelo motor mas sim pela velocidade do veículo, ou pela velocidade do *MainShaft*, já que não estamos perante veículos equipados com dupla embraiagem, o que evitaria os problemas de quebra de binário. Assim a velocidade inicial das rodas dentadas em que o anel sincronizador vai engrenar é a mesma que a roda dentada tinha no momento em que a embraiagem foi accionada.

A segunda consideração foi que como neste caso as passagens de caixa tendem a ser muito rápidas a velocidade do veículo não se altera de uma forma significativa durante esse período, o que nos leva a não ter de considerar uma variação de velocidade das rodas dentadas do *MainShaft* devido à variação da velocidade do veículo.

A terceira consideração que devemos efectuar é a de que o engrenamento quando ocorrer vai colocar a roda dentada e o sincronizador à mesma velocidade.

As inércias polares utilizadas foram calculadas utilizando um cilindro de diâmetro primitivo para aproximar as dimensões das rodas das engrenagens,

Tabela 50- Valores das Inércias Polares das rodas dentadas e do anel se sincronização.

Velocidade	<i>LayShaft</i>	<i>MainShaft</i>
1ª Veloc.	6,208E-05	6,296E-03
2ª Veloc.	2,034E-04	4,535E-03
3ª Veloc.	3,760E-04	2,408E-03
4ª Veloc	7,198E-04	1,742E-03
5ª Veloc	1,008E-03	1,124E-03
Rear	1,807E-04	1,643E-03

Assim podemos calcular as velocidades resultantes do engrenamento,

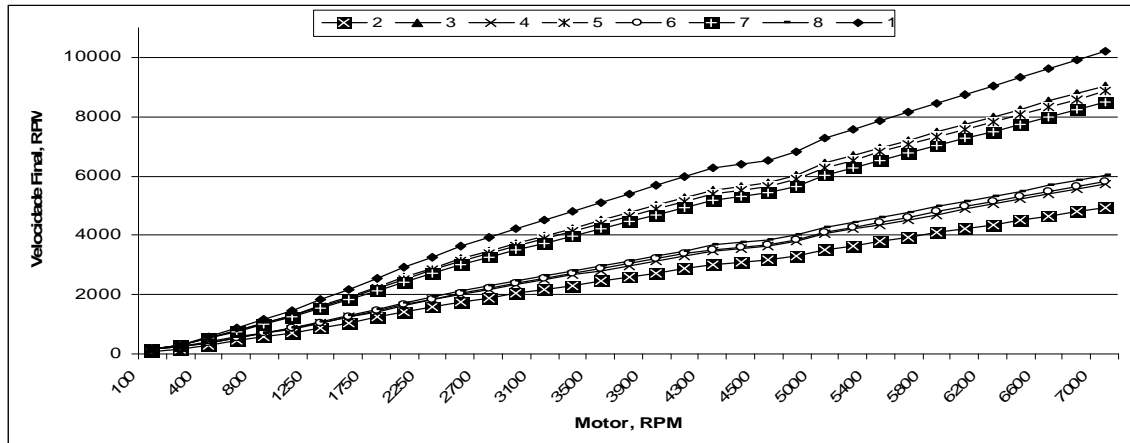


Figura 40 - Velocidades das rodas dentadas e dos anéis sincronizadores.

Os valores que foram aqui apresentados apresentam-se como próximos dos esperados já que se os compararmos às velocidades que cada uma das rodas teria com a velocidade do *MainShaft*, quando estas rodam “loucas” no *MainShaft*, indicada podemos verificar que a diferença é aceitável. Claro que para a diferença ser nula era necessário que o engrenamento fosse ideal, já que o anel e a roda teriam que rodar à mesma velocidade w durante o processo de engrenamento não existiria choque entre os “crabots” das rodas dentadas e do anel. A diferença na nossa aproximação também se verifica devido à aproximação que fizemos para a curva de binário do motor, assim podemos verificar qual o erro segundo a zona da curva de binário,

Tabela 51- Valor das diferenças de velocidades para as situações de engrenamento.

	1 (%)	2 (%)	3 (%)	4 (%)	5 (%)	6 (%)	7 (%)	8 (%)
Zona 1	2,536847	19,54673	7,032896	42,64113	6,790202	39,06569	19,7931	38,90406
Zona 2	2,904072	5,910611	5,108294	11,11462	4,660449	10,09127	29,27383	11,47404
Zona 3	3,03896	5,310273	5,532227	9,726642	5,069753	8,815653	29,76456	10,26641
Zona 4	2,957173	5,674275	5,275184	10,56821	4,821581	9,589095	29,46702	10,99863

7.4 Análise modal

Para complementarmos o estudo efectuado sobre os anéis de sincronização foi efectuada uma análise modal aos diversos tipos de anéis para conhecer quais as frequências naturais de vibração associadas a cada uma das configurações dos anéis de sincronização e para isso foi efectuado uma análise modal para os primeiros 15 modos naturais de vibração. Como seria esperado e para evitar redundância apenas vão ser considerados os intervalos em que se verificam as frequências naturais possíveis de serem atingidas já que como veremos em seguida as diferenças entre os valores não é significativa e os intervalos em que as mesmas ocorrem são bem delimitados.

No caso geral o primeiro grupo é constituído pelos primeiros 2 ou 3 modos naturais são atribuídos pelo software a uma frequência nula já o segundo grupo que contém o 4º e o 6º modo natural as frequências naturais estão situadas num intervalo que vai desde os $1,6 \times 10^{-2} \text{ Hz}$ e os 0,14 Hz enquanto o último grupo que contém o 7º e o 8º modo já estão situados na casa dos 1300 Hz.

Podemos ainda conhecer quais as deformações associadas a estes grupos de modos naturais de vibração sendo mais difícil padronizar quais os valores tipo que vamos obter conforme o modo natural.

No caso do anel sincronizador de 6 crabots os intervalos para o primeiro grupo estão compreendidos entre os valores de 1,0 – 3,5 m, sendo que os anéis com crabots 2 e 4 apresentavam um valor mínimo de cerca de 0,2 m. No segundo grupo de modos os valores apresentados para a deformação já estão compreendidos entre os 1,6 – 3,7 m enquanto o terceiro grupo apresenta valores compreendidos entre os 0,0012 – 4,4 m. Se analisarmos as restantes soluções construtivas dos anéis podemos verificar que as diferenças que existem entre os anéis não se verificam em relação a estes valores já que os intervalos que foram obtidos estão dentro dos valores anteriormente apresentados.

7.5 Conclusão

Conhecidos os tempos de sincronização que obtivemos pelo Método das Inércias Equivalentes podemos dizer que os resultados são satisfatórios e dentro do que seria esperado, como a sua evolução com o aumento da rotação das rodas das engrenagens.

No caso dos valores da diferença das velocidades após engrenamento e as velocidades das rodas rodando “loucas” a diferença obtida foi também positiva, menos na zona 1 onde seria necessário obter uma curva de binário mais fiável.

Quanto à análise modal podemos então perceber que os valores que foram aqui apresentados são possíveis dentro de um ponto de vista teórico, já que como podemos verificar pelo caso das frequências ou ocorrem a valores baixos ou então a valores demasiados elevados para poderem ser atingidos dentro de uma utilização normal. Assim, podemos prever que o comportamento dos crabots não será afectado pelas suas vibrações.

8 Estudo Geométrico

No estudo geométrico podemos considerar que a geometria do “crabot” é obtida a partir da intersecção de duas rectas simétricas com dois círculos de diâmetro variável, com a utilização dos seguintes parâmetros,

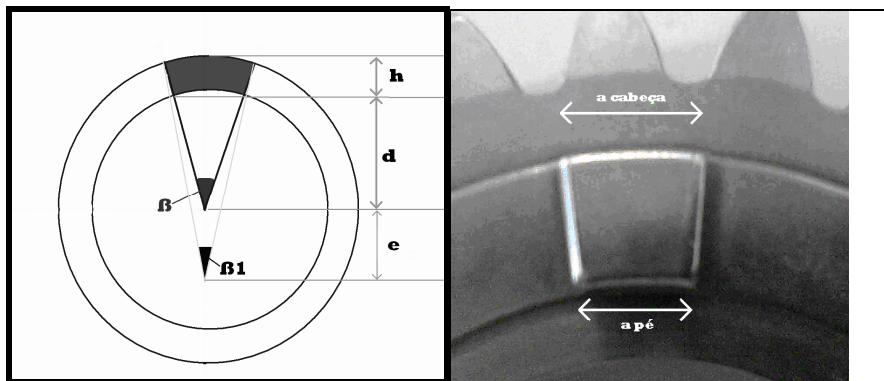


Figura 41 - Esquema dos parâmetros geométricos.

Tabela 52 - Unidades e designações dos parâmetros utilizados.

Parâmetro	Símbolo	Unidade
Altura do “crabot”	h	mm
Distância do “crabot”	d	mm
Ângulo do “crabot”	β	°
Deslocamento do centro	e	mm
Ângulo do “crabot” renovado	β_1	°
Comprimento de pé do “crabot”	$a_{\text{pé}}$	mm
Comprimento de cabeça do crabot	$a_{\text{cabeça}}$	mm
Face de contacto lateral	f_{contacto}	mm
Espessura do “crabot”	S_{crabot}	mm

Conhecendo estes casos vamos poder avaliar a evolução geométrica nos casos onde o deslocamento do centro é positivo e por outro lado onde o deslocamento do centro é negativo, e dentro grupos principais podemos ainda definir mais dois grupos que separam as situações em que foi considerado um comprimento de pé do “crabot” constante e noutro caso onde foi considerado um comprimento de cabeça do “crabot” constante. A geometria-base dos “crabots” considerada foi :

Tabela 53- Unidades e designações dos parâmetros utilizados.

Parâmetro	Valor	Unidade
Altura do “crabot”	9,5	mm
Distância do “crabot”	29,925	mm
Ângulo do “crabot”	14,23	°
Comprimento de pé do “crabot”	7.5	mm
Comprimento de cabeça do crabot	10	mm
Face de contacto lateral	9,8	mm
Espessura do “crabot”	4,5	mm

Como já havia sido referido no capítulo anterior a geometria dos “crabots” vai afectar na decomposição de F_i nas suas componentes segundo XX e YY, já que a variação de β vai ter repercussões em F_{xi} e F_{yi} como se pode verificar,

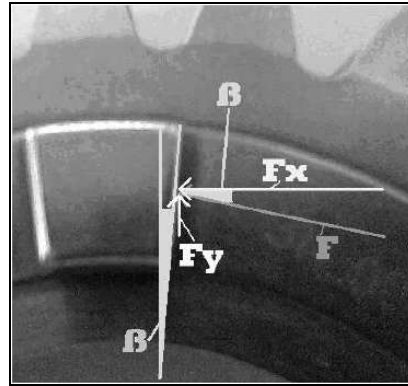


Figura 42 - Esquemadas componentes da força sobre o crabot.

$$F_{xi} = F_i \cdot \cos(\beta)$$

e

$$F_{yi} = F_i \cdot \sin(\beta)$$

por sua vez β pode ser calculado pelos parâmetros anteriormente conhecidos,

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{a_{\text{cabeça}}}{h + d} \right)$$

nos capítulos seguintes vai estar exemplificado quais as alterações na fórmula de cálculo conforme as alterações pretendidas.

8.2 Aumento da distância ao centro

Com o aumento da distância ao centro vamos ter uma variação de β para valores mais baixos, sendo que nos casos extremos onde a distância tende para o infinito e β tende para zero vamos verificar que a forma aproxima do “crabot” vai tender para um quadrado, sendo o comprimento dos seus lados dependente de qual o parâmetro que vamos considerar constante. Assim, vamos ter :

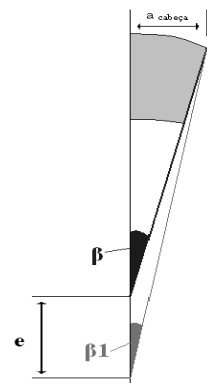
- $a_{\text{cabeça}}$ constante:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{a_{\text{cabeça}}}{2}}{h + d + e} \right)$$

$$a_{p\acute{e}1} = 2 \cdot \tan(\beta_1) \cdot (d + e)$$

$$f_{\text{contacto}} = \sqrt{(a_{\text{cabeça}} - a_{p\acute{e}1})^2 + h^2}$$

Figura 43 - Modelo para a evolução dos parâmetros.



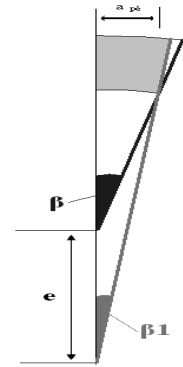
- a pé constante:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{a_{\text{pé}}}{2}}{d+e} \right)$$

$$a_{\text{cabeçal}} = 2 \cdot \tan(\beta_1) \cdot (h+d+e)$$

$$f_{\text{contacto}} = \sqrt{(\tan(\beta_1) \cdot h)^2 + h^2}$$

Figura 44 - Modelo utilizado para a evolução dos parâmetros.



A respectiva evolução dos parâmetros com a variação de e foi :

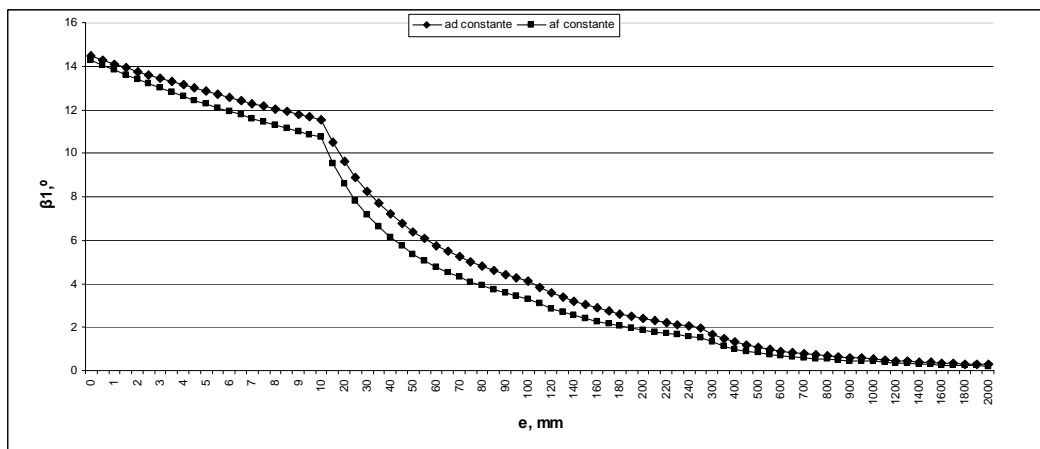


Figura 45 - Evolução do ângulo do “crabot”, β_1 .

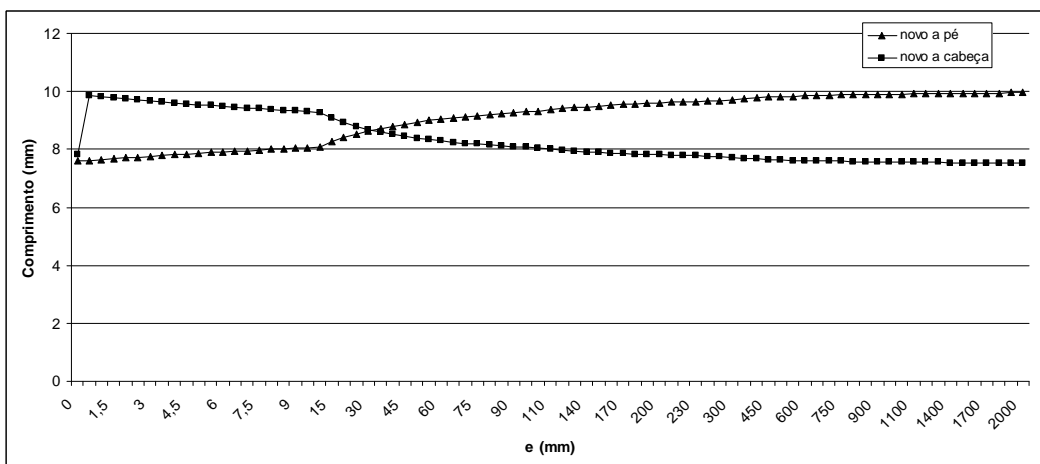


Figura 46 - Evolução do comprimento de cabeça e do pé do “crabot”.

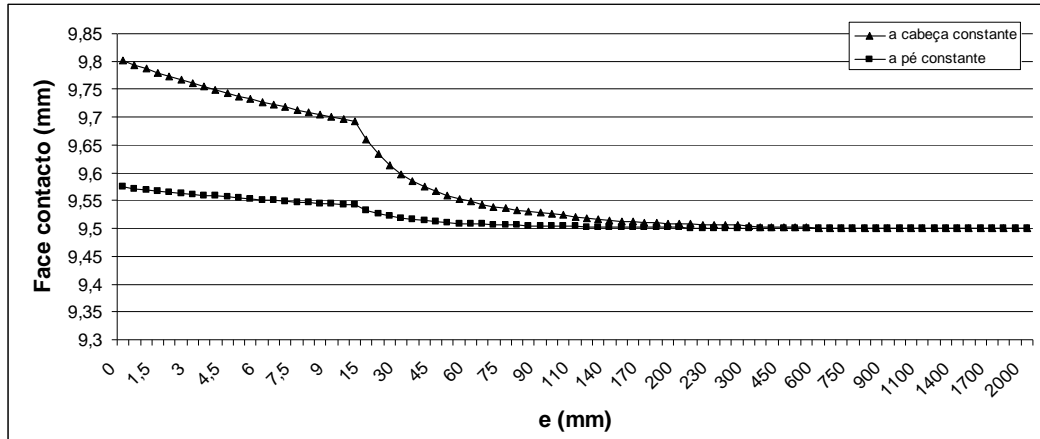


Figura 47 - Evolução da face de contacto.

8.3 Diminuição da distância ao centro

Nos casos em que procedemos à diminuição da distância ao centro devemos ter em consideração o facto de que estamos limitados, no extremo, por **h** e pelo valor de **d** e se formos até ao ponto máximo vamos ter uma forma triangular, no caso de a cabeça constante e uma forma trapezoidal quando a pé é constante.

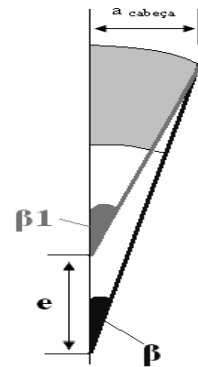
- a cabeça constante:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{a_{\text{cabeça}}}{2}}{h + d - e} \right)$$

$$a_{\text{pé1}} = 2 \cdot \tan(\beta_1) \cdot (d - e)$$

$$f_{\text{contacto}} = \frac{d}{\cos(\beta_1)}$$

Figura 48 - Modelo utilizado para a evolução dos parâmetros.



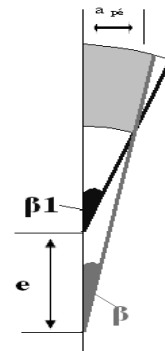
- a pé constante:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{a_{\text{pé}}}{2}}{d - e} \right)$$

$$a_{\text{cabeça1}} = 2 \cdot \tan(\beta_1) \cdot (h + d - e)$$

$$f_{\text{contacto}} = \sqrt{(-a_{\text{cabeça}} + a_{\text{pé1}})^2 + h^2}$$

Figura 49 - Modelo utilizado para a evolução dos parâmetros.



Neste caso a evolução dos parâmetros com a variação de e foi :

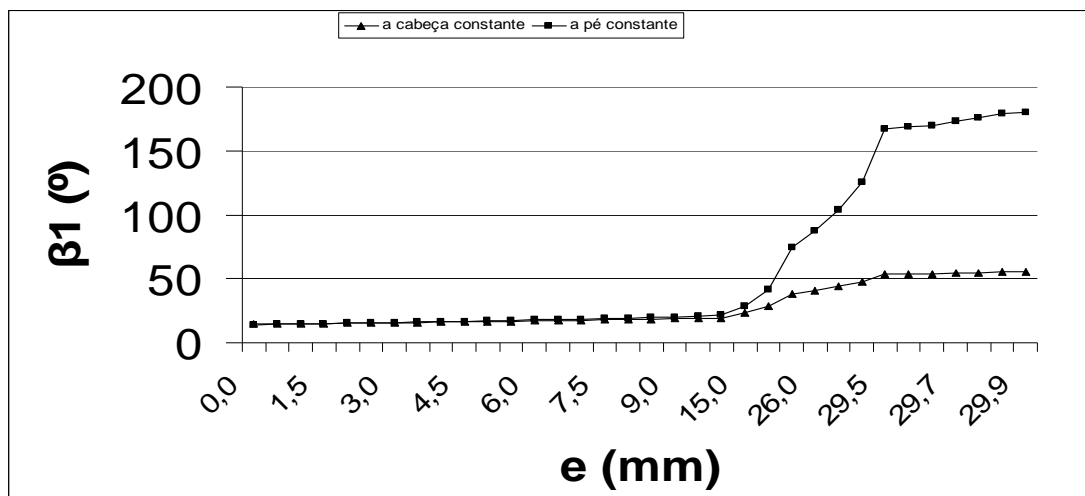


Figura 50 - Evolução do ângulo do “crabot”, β_1 .

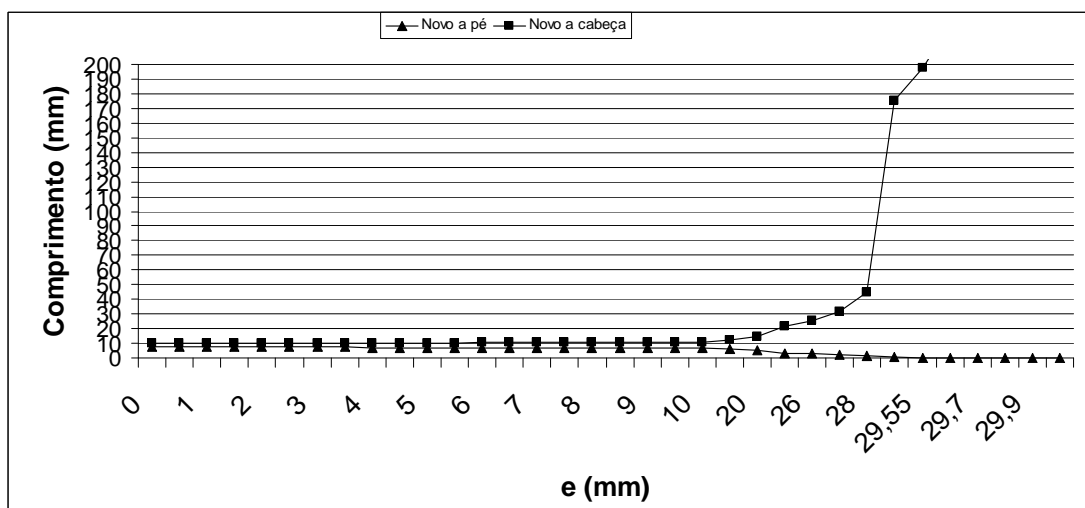


Figura 51 - Evolução do comprimento de cabeça e de pé do “crabot”.

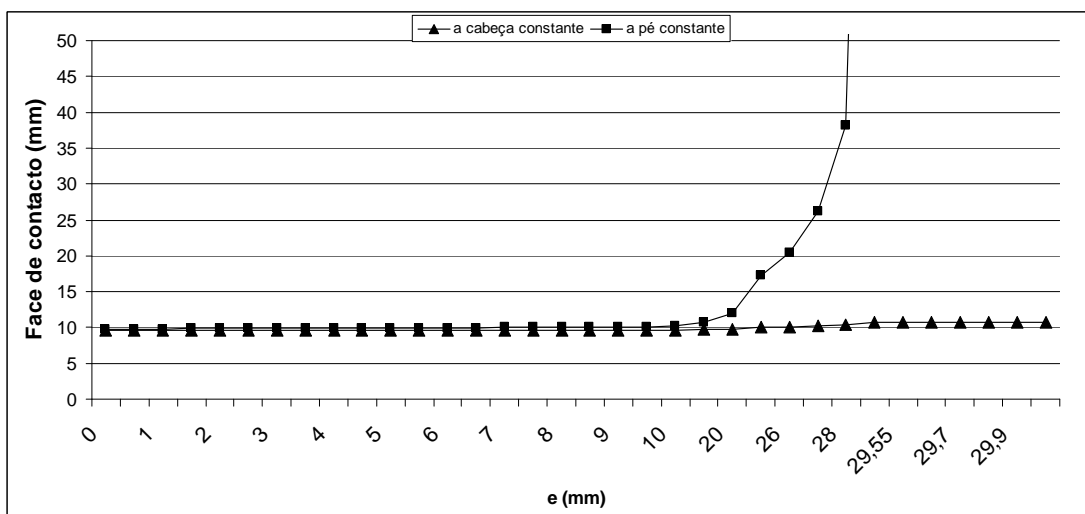


Figura 52 - Evolução da face de contacto.

8.4 Esforço de corte

Nas condições de flexão pura consideramos sempre que o esforço cortante é nulo, mas conhecida a evolução das componentes da força actuante o crabot podemos dizer que o problema de engrenamento pode ser aproximado por uma situação de flexão devido ao esforço de corte. Assim, a fórmula generalizada das tensões de corte são :

$$\tau = \frac{V}{A_{\text{paralela}}}$$

onde V é o esforço de corte aplicado sobre o corpo e A_{paralela} é a área da secção paralela ao esforço de corte. Partindo deste princípio podemos as componentes da tensão de corte τ_{XY} , τ_{YZ} e τ_{XZ} actuar sobre o seu respectivo plano da seguinte forma :

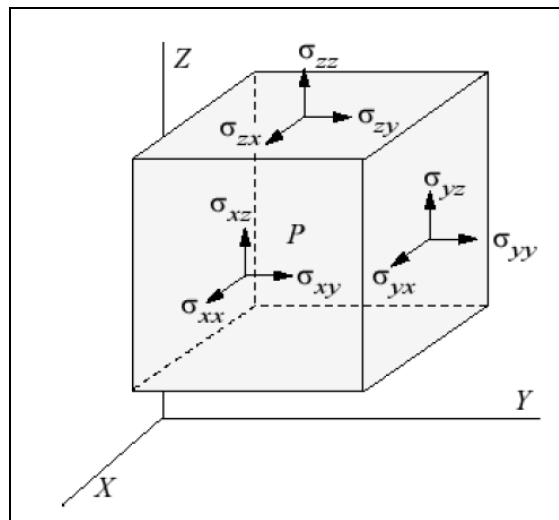


Figura 53 - Esquema das tensões de corte.

8.5 Selecção de dimensões

Conhecidas as dimensões no sub-capítulos anteriores podemos então passar á escolha de quais os modelos que devem ser tidos em conta para o estudo dos esforços. Como temos uma grande variedade e possibilidade de escolhas é consensual que a escolha deveria recair em geometrias que exprimam os casos notáveis, como os quadrados e triângulos, para os colocarmos em comparação com o crabot original. Como o intuito era o de prosseguir para uma análise num software de M.E.F a escolha de crabots onde a distância ao centro fosse muito elevada, como $e \leq 800 \text{ mm}$, é desaconselhável, já que não teríamos a possibilidade de reproduzir fielmente as suas dimensões e não temos o problema de incorrer em grandes diferenças de geometria já que podemos verificar que no caso do aumento de “e”, com $a_{\text{cabeça}}$ constante, $e = 1000 \text{ mm}$ β_1 tem um valor de $0,55^\circ$ enquanto para o caso de $e = 2000 \text{ mm}$ β_1 tem um valor de $0,28^\circ$, o que se reflecte numa diferença na componente F_y de 17 N e numa diferença de 1N em termos de F_x .

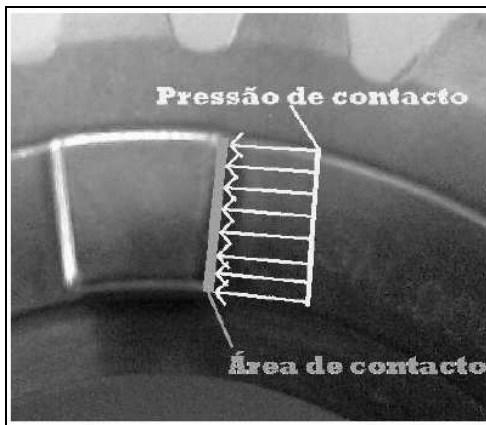
Assim a escolha recaiu sobre os seguintes casos:

Tabela 54- Escolha dos parâmetros.

	e	a_{cabeça}	a_{pé}	β₁	Designação
Aumento de “e”	65	10	9,09	5,486	Crabot 1
	600	10	9,85	0,896	Crabot 2
	65	8,25	7,5	4,524	Crabot 3
	200	7,8	7,5	1,87	Crabot 4
Diminuição de “e”	28.939	10	0,94	50,986	Triângulo

8.5.1 Carregamento estático

Antes de partirmos para a simulação propriamente dita é interessante conhecer qual a evolução das componentes da força F_i , como também a pressão resultante da aplicação da força F_i e área de contacto que vai depender da geometria. A pressão de contacto que vai ser exercida pode ser calculada da seguinte forma,



$$P = \frac{F_i}{A} = \frac{F_i}{S_{contacto} \cdot f_{contacto}}$$

Figura 54 - Pressão de contacto no crabot.

Como a área de contacto se altera com a geometria é necessário alterar o valor da força aplicada para que a pressão resultante aplicada seja igual em todos os casos e assim os resultados obtidos pela simulação em M.E.F serem validos já que se mantivermos o mesmo valor de força para todas as geometrias estaremos a aumentar a incrementar os esforços a que os dentes estão sujeitos e assim podemos comparar o comportamento destes novos crabots com aquele que já existe.

Podemos também analisar também quais é que são as componentes horizontais e verticais das força aplicada na face de contacto do crabot e que terão a seguinte evolução nos dois casos :

- Aumento da distância ao centro:

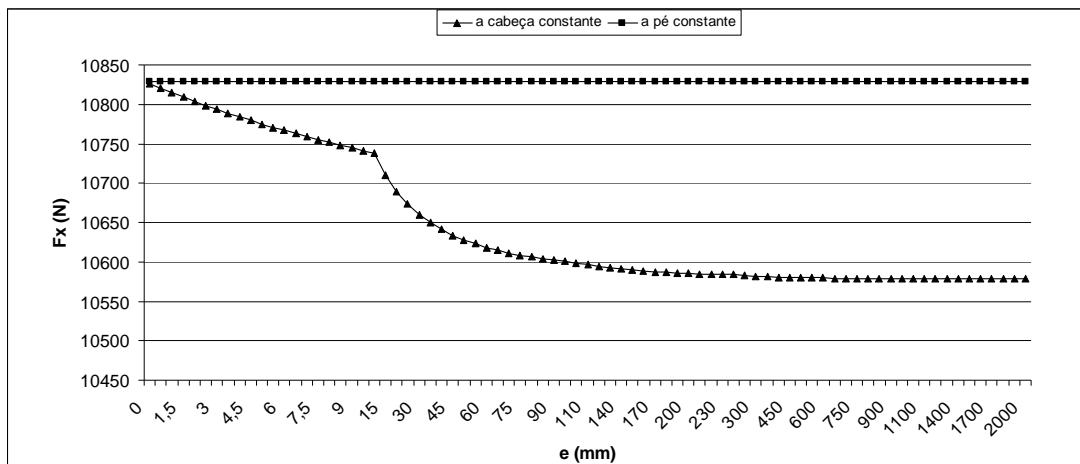


Figura 55 - Evolução de F_x no aumento da distância ao centro.

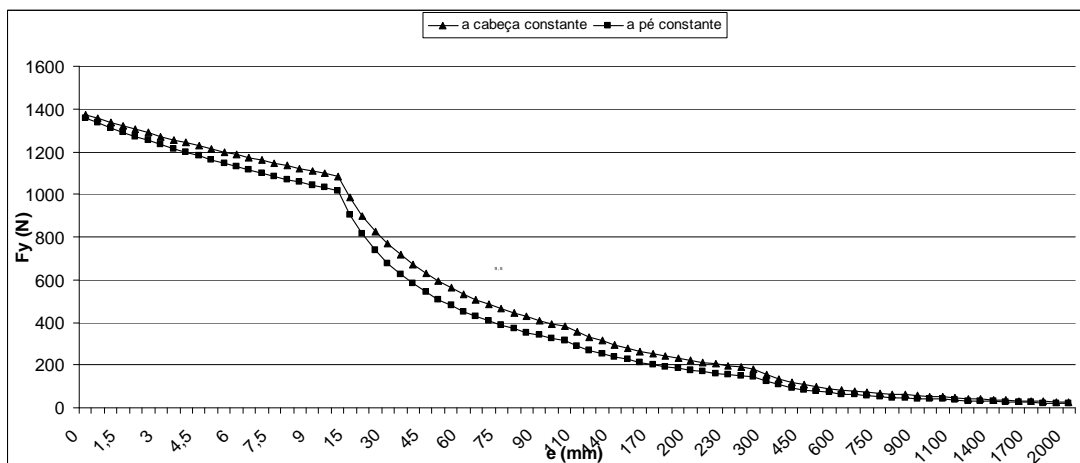


Figura 56 - Evolução de F_y no aumento da distância ao centro.

-Diminuição da distância ao centro:

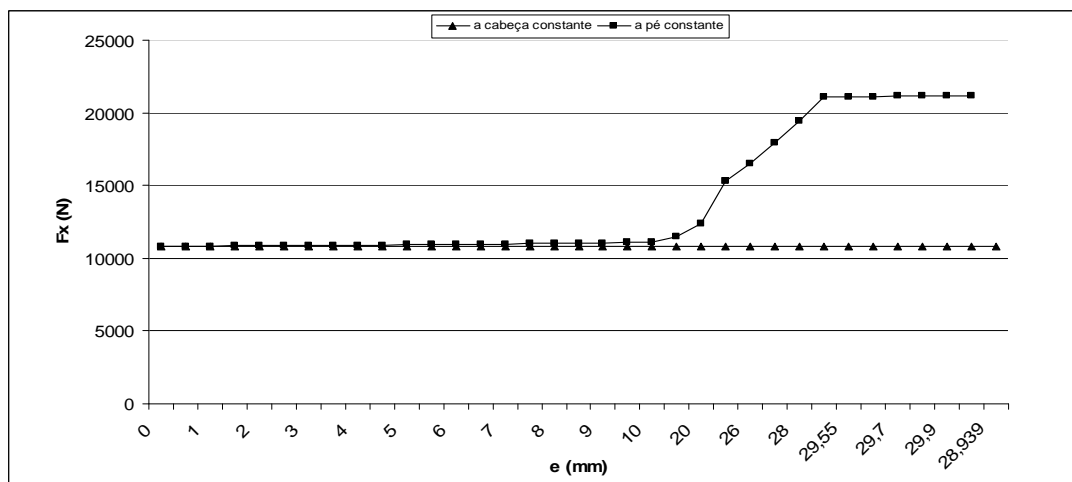


Figura 54 – Evolução de F_x na diminuição da distância do centro.

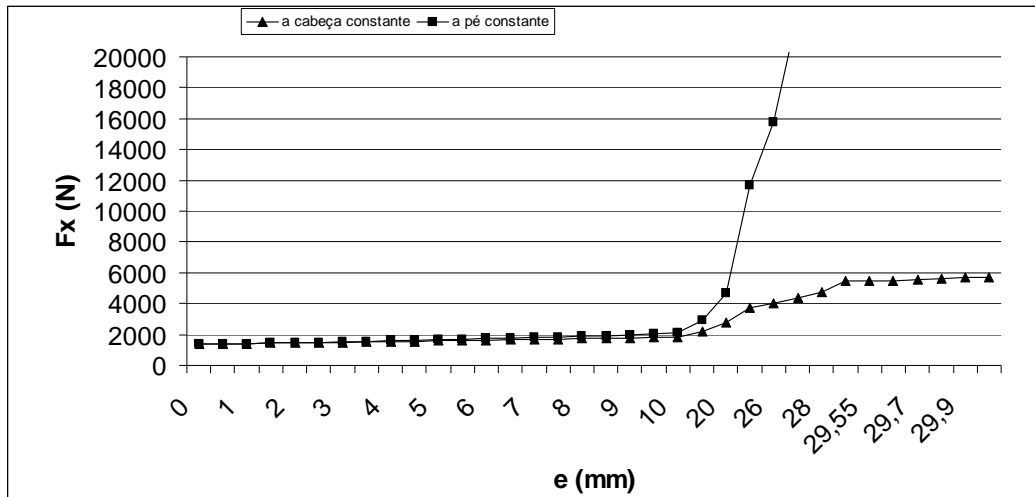


Figura 55 – Evolução de F_x na diminuição da distância ao centro.

Como podemos verificar é possível dizer-se que quando e aumenta vamos ter um problema de características muito semelhantes a um problema de flexão devido ao esforço de corte, já que em ambos os casos podemos assistir à predominância de uma das componentes da força resultante quando $e \geq 100\text{mm}$ que actuam na face lateral do crabot. Com esta informação podemos então centrar a nossa análise nas forças de corte que vão ser geradas pelo carregamento conhecido como também uma maior atenção aos deslocamentos e deformações provocadas por essa força de corte.

8.6 Simulação numérica dos Crabots

Para obtermos uma ideia mais fiável da forma como os esforços se dispõem dentro do crabot é aconselhável e desejável efectuarmos uma análise a elementos 3D e utilizando o M.E.F. No nosso caso foram analisados os modelos de crabot que anteriormente tinham sido considerados os mais interessantes do ponto de vista geométrico e de carregamento estático e como já tinha sido demonstrado no capítulo anterior a componente horizontal de F_i têm um valor consideravelmente superior o que nos leva a efectuar uma análise aos modelos com apenas uma componente horizontal além da análise efectuada com F_i e que por sua vez nos vai levar a uma situação de flexão por esforço de corte, sendo por isso lógico que seja preferível conhecer a respectiva evolução das três tensões de corte τ_{xy} , τ_{yz} e τ_{xz} mas podemos também conhecer a evolução da tensão de Von-Mises que conjuga quer as tensões de corte quer as tensões normais. Nesta simulação as condições consideradas foram as de fixação total (sem qualquer tipo de movimento) ou encastramento no plano YX e de aplicação das forças respectivas na face lateral no plano YZ,

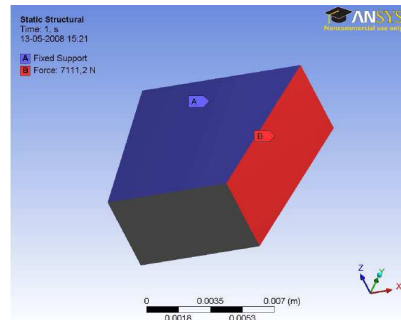


Figura 57 - Forma de carregamento do “crabot”.

estando aqui apenas demonstradas o resultado para as tensões de Von-Mises .

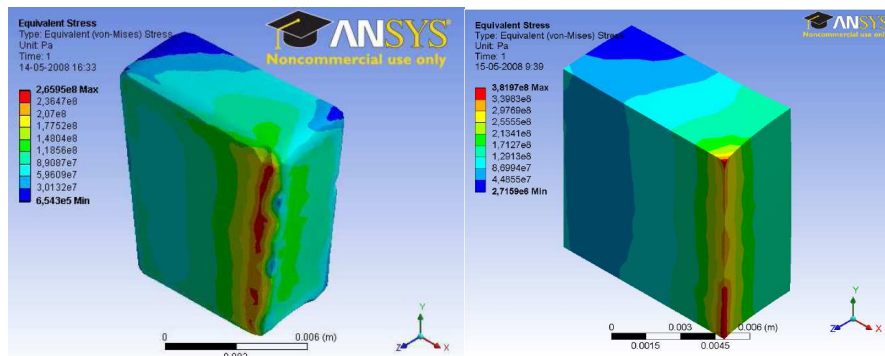


Figura 58 e Figura 59 - Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot e crabot 2.

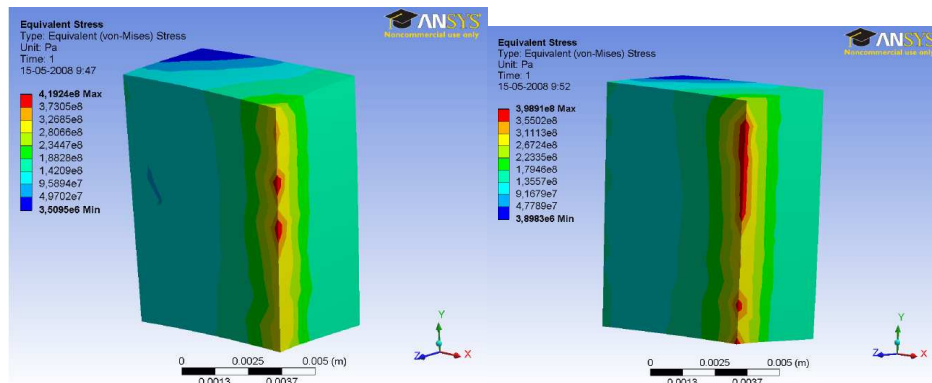


Figura 60 e Figura 61- Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot 3 e crabot 4.

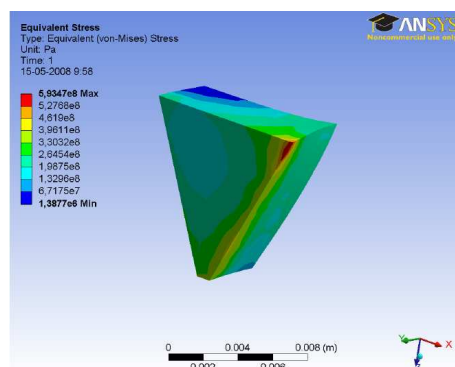


Figura 62– Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot 3 e crabot 4.

8.6.1 Resultados obtidos

Os resultados que foram obtidos quanto aos valores máximos de tensão de corte, em módulo, para as duas situações de carregamento foram os seguintes:

Tabela 55- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

	σ_{equiv} (Pa)	σ_{xy} (Pa)	σ_{yz} (Pa)	σ_{xz} (Pa)
Crabot Normal	1,19E+08	1,00E+07	1,46E+06	6,40E+07
Crabot 2	9,10E+07	1,10E+06	1,90E+06	5,70E+07
Crabot 3	1,13E+08	5,21E+06	1,20E+06	7,10E+07
Crabot 4	1,06E+08	1,45E+06	2,08E+06	7,45E+07
Crabot Triang.	1,31E+08	1,05E+08	6,16E+06	4,70E+07

8.6.2 Análise de Resultados

Como já foi referido anteriormente estes resultados deveriam ser complementados e validados com testes práticos visto que apesar de ser de elevada importância conhecer as formas de distribuição da tensão no “crabot” também seria importante conhecer a forma do “crabot” que influenciaria o melhor engrenamento. Neste aspecto e pese embora a pouca informação bibliográfica sobre este assunto em particular podemos dizer que com base nos modelos de anéis sincronizadores utilizados quer em caixas de velocidades de competição quer nas caixas para automóveis de série existe uma tendência para adoptar geometrias triangulares em vez da geometria trapezoidal. Esta situação pode ser, em parte, explicada pelo facto de termos uma maior face de contacto o que vai permitir uma distribuição das tensões mais faseada, por camadas, e menos aleatória como nos outros casos. Olhando para os casos analisados parece plausível que os elementos que passem para a próxima fase sejam crabot 2 e o “crabot” triangular. Conhecidos estes resultados podemos então passar para uma nova fase em que vamos colocar os “crabots” seleccionados numa situação mais real, ou seja, proceder a uma simulação onde colocamos os “crabots” nos anéis de sincronização e verificamos o seu comportamento.

8.7 Alteração aos Crabots

Conhecidos os resultados para as geometrias conhecidas foi efectuada uma nova análise para alguns casos onde se procedeu a algumas alterações como o boleamento de algumas arestas e alteração da altura do crabot que serão 9,85 mm e 10 mm em vez dos 9,5 mm de série sendo que estas novas alturas são as mais apropriadas para as dimensões dos anéis sincronizadores. Seguidamente foi efectuada um arredondamento das arestas vivas de 0,5 mm para não termos valores de tensão díspares nessas mesmas zonas.

8.7.1 Crabot normal

- Tensão de Von- Mises , h=10,0 mm e h=9,85 mm :

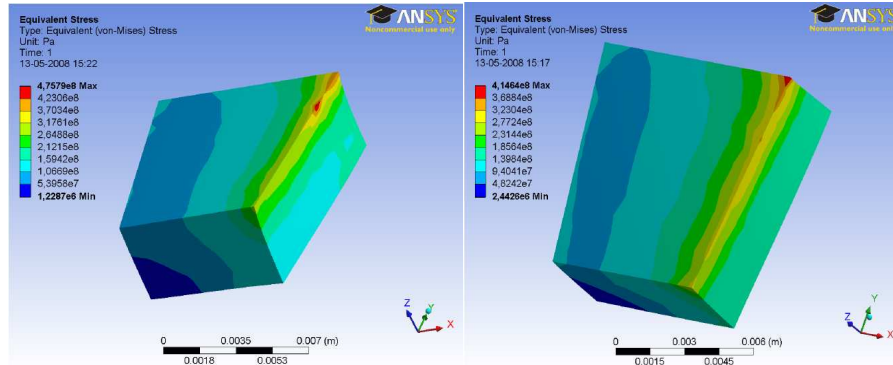


Figura 63 e Figura 64 – Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.

Tabela 56- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

Crabot Normal	σ_{equiv}	σ_{xy}	σ_{yz}	σ_{xz}
h = 9,85 mm	1,10E+08	1,50E+06	5,19E+06	6,31E+07
h = 10,0 mm	9,50E+07	1,06E+06	5,40E+06	6,28E+07

8.7.2 Crabot 2

- Tensão de Von- Mises , h=10,0 mm e h=9,85mm :

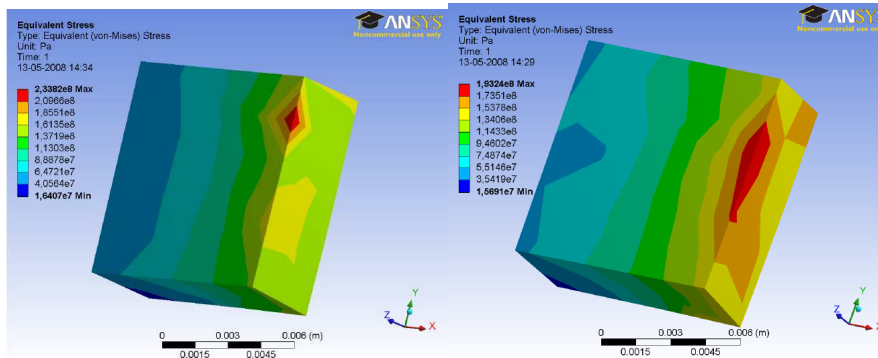


Figura 65 e Figura 66– Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.

Tabela 57- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

Crabot 2	σ_{equiv}	σ_{xy}	σ_{yz}	σ_{xz}
h = 9,85 mm	7,45E+07	2,20E+06	4,20E+06	4,90E+07
h = 10,0 mm	7,54E+07	2,10E+06	4,10E+06	4,40E+07

8.7.3 Crabot 3

- Tensão de Von- Mises , h=10,0 mm e h=9,85mm :

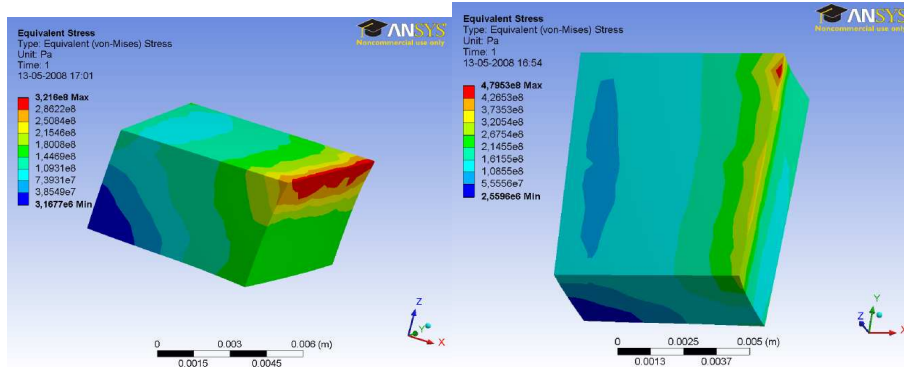


Figura 67 e Figura 68– Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.

Tabela 58- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

Crabot 3	σ_{equiv}	σ_{xy}	σ_{yz}	σ_{xz}
h = 9,85 mm	1,30E+08	5,24E+06	2,68E+06	7,30E+07
h = 10,0 mm	1,12E+08	4,90E+06	3,60E+06	6,80E+07

8.7.4 Crabot 4

- Tensão de Von- Mises , h=10,0 mm e h=9,85mm :

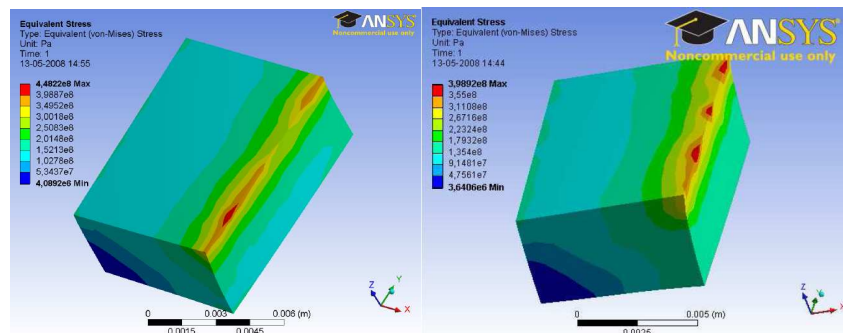


Figura 69 e Figura 70– Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.

Tabela 59- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

Crabot 4	σ_{equiv}	σ_{xy}	σ_{yz}	σ_{xz}
h = 9,85 mm	1,34E+08	2,20E+06	2,60E+06	7,20E+07
h = 10,0 mm	1,20E+08	2,30E+06	3,01E+06	7,10E+07

8.7.5 Crabot triangular

- Tensão de Von- Mises , $h=10,0$ mm e $h=9,85$ mm :

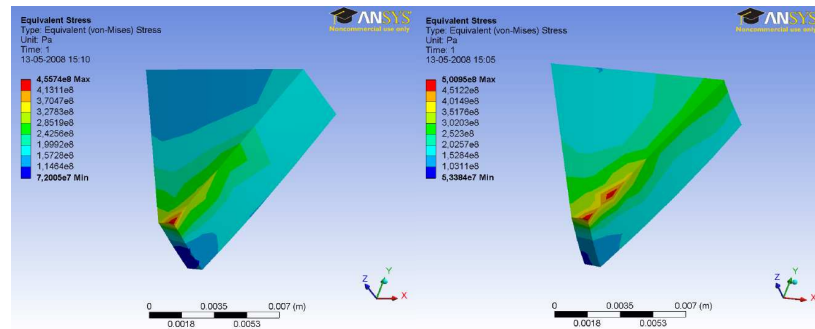


Figura 71 e Figura 72– Evolução da tensão equivalente de von-Mises no crabot.

Tabela 60- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

Crabot Triang	σ_{equiv}	σ_{xy}	σ_{yz}	σ_{xz}
$h = 9,85$ mm	1,68E+08	2,80E+07	2,05E+07	8,90E+07
$h = 10,0$ mm	1,47E+08	2,77E+07	1,70E+07	8,10E+07

8.7.6 Análise de resultados

Conhecidos estes valores resultantes das alterações que foram efectuadas nos “crabots” podemos verificar que a alteração da altura do “crabot” introduz um desagramento das tensões já que aumenta a face de contacto e também introduz uma distribuição de tensões de corte mais uniforme sobre os faces do “crabot”.

Neste caso também se pode confirmar que quanto maior for a altura maior será a diferença entre os valores das tensões registadas e que essa diferença vai-se acentuando conforme o valor das tensões for mais alto.

Quanto aos valores registados podemos verificar que como já tinha sido visto o crabot 2 é aquele que se apresenta com menores valores de tensão, sendo o crabot triangular aquele que regista os valores mais altos, enquanto os outros “crabots” tem reduções pouco significativas.

8.8 Conclusão

Com as simulações que foram aqui apresentadas podemos retirar as primeiras conclusões quanto às geometrias que devemos considerar como alternativa aos crabots standards, sendo que nesta primeira fase podemos apontar os “crabots” com a geometria nº 2, que garante menores esforços internos. Outra geometria que podemos considerar é a geometria triangular, mas neste caso a simulação não lhe é favorável, mas se considerássemos algumas alterações, como um aumento do “pé” do “crabot” poderíamos ter algum desagramento dos resultados.

9 Anel de Sincronização

Na análise dos anéis de sincronização vamos testar os diferentes modelos de “crabots” que foram testados no capítulo anterior e analisar não só as tensões nos “crabots” em si, como também as suas formas influenciam o estado de tensão no restante corpo. Esta situação pode ser vista quando analisamos alguns dos anéis de sincronização podemos verificar que as falhas ocorrem não na zona de engrenamento mas na zona de suporte dos garfos que faz movimentar os anéis de sincronização. Este estudo foi efectuado faseadamente sendo que numa primeira fase foi feita a análise com “crabots” iguais aos que foram utilizados no capítulo anterior e depois foram introduzidas algumas alterações como o arredondamento das arestas dos “crabots”.

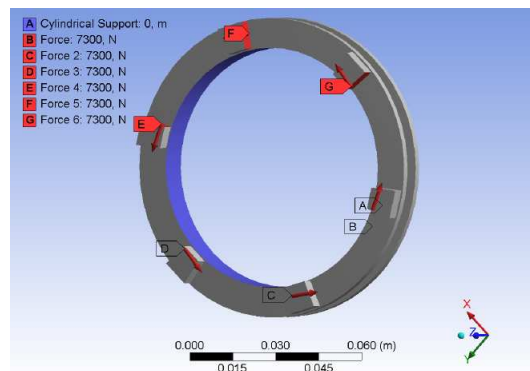


Figura 73 Carregamento dos anéis sincronizadores

Nestes casos foi considerado um carregamento sobre uma das suas superfícies laterais com uma força resultante de 7300 N.

9.1 Simulação Numérica

Nesta fase foram considerados “crabots” com as geometrias já conhecidas anteriormente,

- Anel Sincronizador com crabot normal e crabot 2:

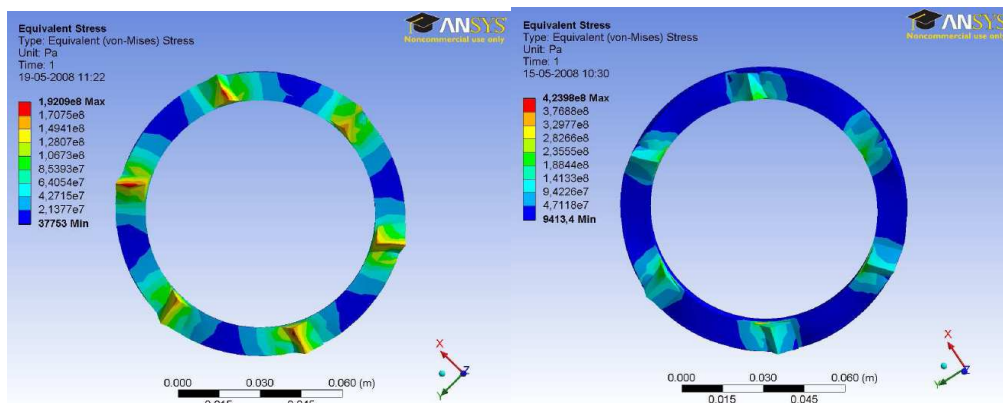


Figura 74 e Figura 75 – Evolução da tensão equivalente de von-Mises no anel sincronizador de crabot e de crabot 2.

- Anel Sincronizador com crabot 3 e crabot 4:

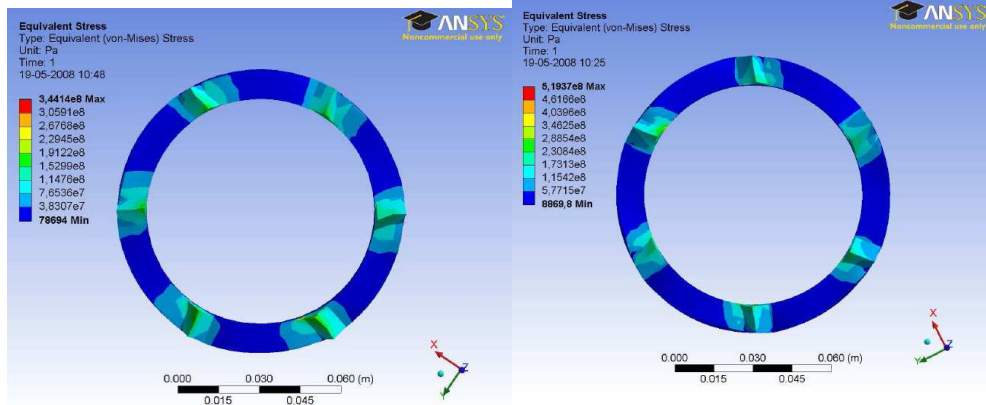


Figura 76 e Figura 77– Evolução da tensão equivalente de von-Mises no anel sincronizador de crabot 3 e de crabot 4.

- Anel sincronizador com crabot triangular:

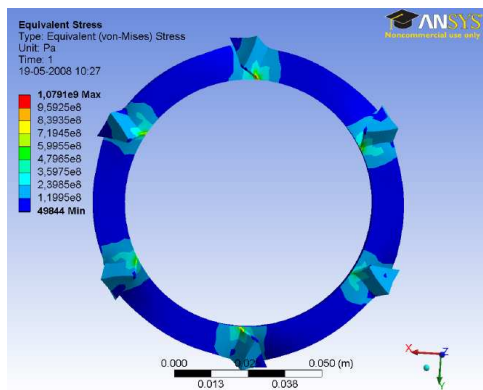


Figura 78 - Evolução da tensão equivalente de von-Mises no anel sincronizador de crabot triangular.

Os resultados que obtivemos para os anéis sincronizadores foram os seguintes:

Tabela 61- Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

	$\sigma_{equiv} \text{ (Pa)}$	$\sigma_{xy} \text{ (Pa)}$	$\sigma_{yz} \text{ (Pa)}$	$\sigma_{xz} \text{ (Pa)}$
Crabot normal	1,12E+08	4,70E+07	3,30E+07	2,12E+07
Crabot 2	1,10E+08	3,60E+07	1,30E+07	1,47E+07
Crabot 3	1,17E+08	3,90E+07	3,03E+07	1,54E+07
Crabot 4	1,40E+08	3,30E+07	2,40E+07	2,40E+07
Crabot Triang.	1,31E+08	5,20E+07	2,05E+07	2,10E+07

9.1.1 Análise de resultados

Na análise dos anéis sincronizadores vamos ter valores semelhantes àqueles que foram obtidos pela análise dos “crabots” individualmente, sendo que a diferença da tensão

equivalente entre os anéis está entre os 0,3E8 Pa e no caso da análise individual aos “crabots” está nos 0,4E8 Pa. Verificando os valores que obtivemos aqui podemos concluir que os anéis com os crabots 2 são aqueles que apresentam menor σ_{equiv} , sendo que desta vez os anéis com crabots triangulares não são aqueles que apresentam maiores valores de σ_{equiv} mas sim os anéis com crabots 4 situação essa que se pode ficar a dever ao facto de não termos uma zona tão exposta a aumentos de tensão provocados por motivos geométricos e de malha dos elementos finitos.

9.2 Anel Sincronizador com crabots alterados

Para completar as simulações sobre o carregamento sobre os “crabots” foram também efectuadas foram também considerados os anéis com crabots arredondados e de altura variável como já tinha sido feito no caso da análise aos “crabots” onde analisamos crabots com alturas de 9.85 e 10 mm. De ressaltar que em alguns casos como no crabot triangular e crabot 2 foram necessários pequenos aumentos na face do anel sincronizador (cerca de 2,5mm) para poderem comportar a nova geometria criada com o aumento de altura. Os resultados obtidos foram os seguintes:

Tabela 62 - Valores em Pascals dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

h = 9,85 mm	σ_{equiv}	σ_{xy}	σ_{yz}	σ_{xz}
Crabot normal	9,00E+07	2,76E+07	2,49E+07	2,43E+07
Crabot 2	6,7E+07	1,90E+07	1,74E+07	1,40E+07
Crabot 3	7,70E+07	1,98E+07	1,40E+07	1,70E+07
Crabot 4	1,08E+08	2,20E+07	1,80E+07	2,00E+07
Crabot Triang.	1,06E+08	2,60E+07	3,00E+07	3,80E+08

h = 10 mm	σ_{equiv}	σ_{xy}	σ_{yz}	σ_{xz}
Crabot normal	7,20E+07	2,60E+07	1,90E+07	1,70E+07
Crabot 2	6,80E+07	2,00E+07	1,55E+07	1,69E+07
Crabot 3	6,90E+07	2,20E+07	2,00E+07	2,10E+07
Crabot 4	7,56E+07	2,00E+07	2,01E+07	2,10E+07
Crabot Triang.	1,08E+08	2,66E+07	5,20E+07	3,60E+07

9.2.1 Análise de resultados

Estes resultados vêm confirmar o que já tinha sido visto nos capítulos anteriores onde o anel sincronizador com menores esforços internos são aqueles que têm crabots 2 e que os anéis sincronizadores com crabots triangulares são aqueles que apresentam maior valores de σ_{equiv} . De realçar é o facto de ,como já tínhamos visto na análise dos anéis com crabots sem alteração, vemos que no caso de menor altura o anel com crabot 4 volta a ter valores de σ_{equiv} maiores do que o anel de sincronizador triangular, mas com o aumento da altura vemos que a descida do valor de σ_{equiv} no anel de crabot 4.

9.3 Deslocamento e Deformação

No seguimento da simulação da solicitação foi considerado interessante proceder à análise quanto ao deslocamento e deformação que os anéis sincronizadores sofrem.

Para efectuarmos uma análise mais fiável foram registadas as deformações equivalentes e os deslocamentos gerais registados para anéis n diferentes tipos de “crabots”:

-Anel sincronizador com “crabots” de geometria diversa:

Tabela 63 - Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

	Def. equiv.	Desl.
Crabot normal	0,000533	9,08E-06
Crabot 2	8,74E-06	8,75E-06
Crabot 3	4,78E-04	8,04E-06
Crabot 4	4,32E-04	1,21E-05
Crabot Triang.	8,99E-04	8,59E-06

- Anel sincronizador com “crabots” de altura alterada:

Tabela 64- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

	h = 10,0 mm		h = 9,85 mm	
	Def. equiv.	Desl	Def. equiv.	Desl.
Crabot normal	0,0004722	8,52E-06	4,03E-04	8,74E-06
Crabot 2	3,94E-04	7,24E-06	4,47E-04	6,95E-06
Crabot 3	5,41E-04	9,30E-06	5,86E-04	9,58E-06
Crabot 4	0,00048	9,36E-06	5,71E-04	9,98E-06
Crabot Triang.	0,000666	2,06E-05	6,30E-04	2,04E-05

- Anel sinconizador com crabots de altura alterada e arredondados:

Tabela 65- Valores em Pascais dos máximos em módulo para os modelos escolhidos.

	h = 10 mm		h = 9,85 mm	
	Def. equiv.	Desl.	Def. equiv.	Desl.
Crabot Normal	3,57E-04	7,48E-06	4,00E-04	7,25E-06
Crabot 2	3,70E-04	5,64E-06	3,12E-04	5,53E-06
Crabot 3	3,87E-04	8,06E-06	4,28E-04	7,68E-06
Crabot 4	3,27E-04	6,92E-06	4,07E-04	7,18E-06
Crabot Triang.	6,84E-04	1,97E-05	5,26E-04	1,83E-05

9.3.1 Análise de Resultados

Com os resultados que foram obtidos podemos verificar que, de uma maneira geral, a evolução dos resultados é a esperada, já que com a alteração da altura passamos a ter menores valores de deslocamentos e com o arredondamento das arestas passamos a ter ainda valores mais baixos.

Quanto aos valores das deformações equivalentes vemos que a evolução dos resultados é muito próxima daquela que ocorreu para os deslocamentos, ou seja, com o aumento da altura e o arredondamento das arestas passamos a ter menores valores da mesma.

Quanto aos anéis vamos verificar que os anéis com crabot 2 apresentam de uma maneira geral menores valores quer de deformações quer de deslocamentos, sendo o crabot triangular aquele que apresenta maiores valores quer nas deformações e de deslocamentos sendo esta situação causada pelo seu “pé”, uma zona mais sensível, que tendem a incrementar os valores das deformações e deslocamentos.

9.4 Anel Sincronizador com número de “crabots” variável

Como até aqui foram considerados sempre anéis sincronizadores com o mesmo número de “crabots” foram efectuados outras simulações em que o número de “crabots” variava para assim termos uma melhor perspectiva de outras soluções construtivas. Para além de se ficar a conhecer a forma como se comportam com diferentes números de “crabots” podemos ainda verificar se existe um comportamento específico para um determinado tipo de “crabot” e o número de “crabots” ser par ou ímpar tendo sido considerados anéis sincronizadores que tinham entre 4 e 9 “crabots”, para podermos obter 3 anéis com número ímpar e outros 3 anéis com números pares. Para os resultados que fomos obter poderem ser credíveis tivemos de utilizar os valores das tensões a meio do “crabot” para assim evitar os problemas associados à geometria e aos ângulos rectos e como já tinha sido efectuado anteriormente os resultados apresentados são referentes à tensão equivalente de von-Mises e as três tensões de corte.

9.4.1 Tensão equivalente de von-Mises

No caso da tensão equivalente de Von-Mises vamos poder assistir a uma evolução das tensões máximas:

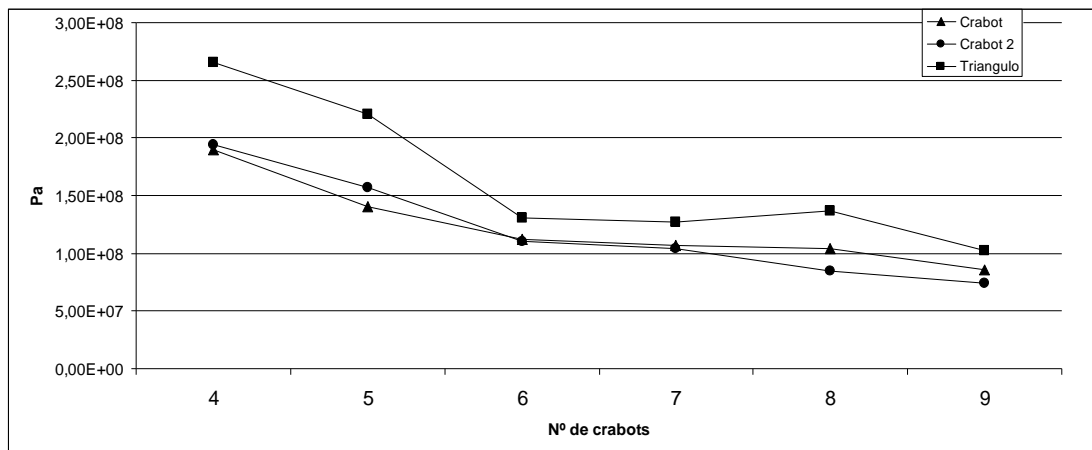


Figura 79– Evolução da tensão equivalente de von-Mises nos vários anéis sincronizadores.

Verificando os resultados obtidos podemos dizer que a evolução dos valores obtidos para a tensão equivalente de Von-Mises pode ser considerada normal, já que com o aumento do número de “crabots” passamos a ter uma menor força sobre cada um dos “crabots”, para as mesmas dimensões do mesmo.

Apenas no caso do anel sincronizador com 7 “crabots” do tipo triangular é que assistimos a um aumento inesperado da tensão equivalente, podendo este facto ser atribuído à própria utilização de elementos finitos e da sua respectiva malha já que devido a questões de estabilidade geométrica foi necessário modificar o tipo de elemento utilizado para ser possível efectuar a análise do carregamento.

9.4.2 Tensão de corte no plano XY

No caso das tensões de corte XY vamos poder assistir a um desenvolvimento da seguinte forma:

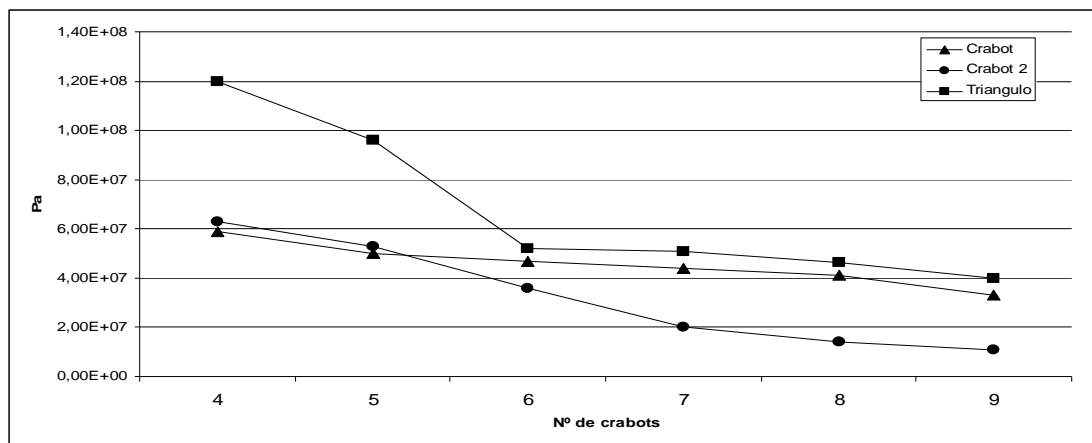


Figura 80 – Evolução da tensão de corte no plano XY nos vários anéis sincronizadores.

Neste caso as tensões de corte XY podemos verificar que com o aumento do número de “crabots” vamos tendo uma diminuição gradual das tensões de corte podemos então verificar que o crabot triangular e o crabot 2 são aqueles que apresentam reduções mais significativas sendo também estas geometrias aquelas que apresentam maior discrepância entre componente horizontal e vertical ao contrário do crabot standard que no intervalo respeitante aos anéis com 5,6,7 e 8 “crabots” apresentam variações reduzidas. As tensões XY têm valores mais elevados junto da sua base e das suas arestas exteriores, o que no caso do crabot triangular e crabot 2 faz com que o valor das tensões seja inflacionado já que por um lado temos maiores arestas exteriores e geometrias que favorecem a concentração de tensões.

9.4.3 Tensão de corte no plano YZ

Os resultados obtidos para as tensões YZ foram os seguintes:

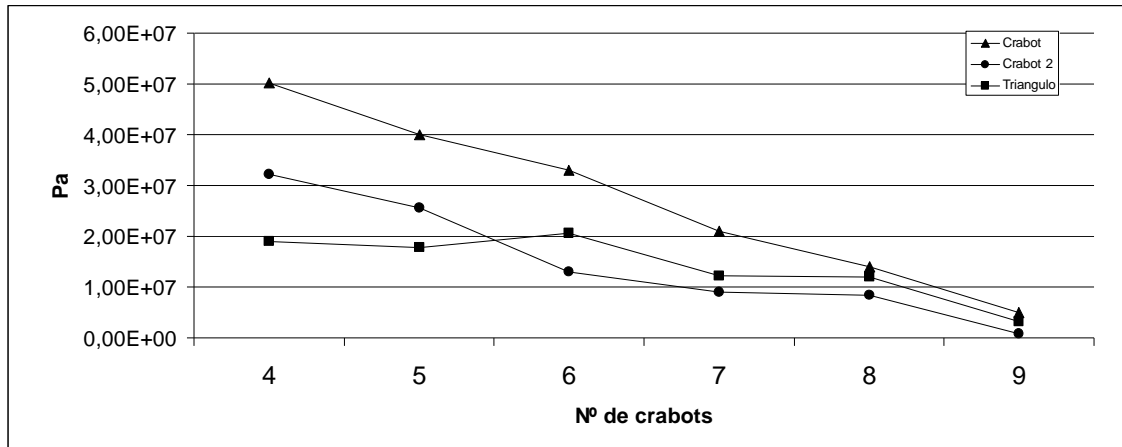


Figura 81– Evolução da tensão de corte no plano YZ nos vários anéis sincronizadores.

No caso das tensões de corte YZ verificamos que existe um aumento do valor das tensões no anel de 6 “crabots” facto esse que se fica a dever a uma dificuldade de conseguir obter uma uniformidade no valor de tensão gerado pelo carregamento.

Olhando para os resultados obtidos podemos verificar que ao contrário das tensões XY neste caso as geometrias que apresentam uma maior discrepância entre as suas duas componentes apresentam uma menor diminuição nos valores das tensões enquanto o crabot standard apresenta uma redução dos valores de tensão mais vincada. As tensões YZ por sua vez têm maior propensão para se situarem quase em exclusivo na base dos “crabots”, facto esse que favorece a geometria que proporciona maiores bases ou por outras palavras, uma maior face lateral já que bases menores provocam uma maior concentração das tensões.

9.4.4 Tensão de corte no plano XZ

Os resultados obtidos para as tensões XZ foram:

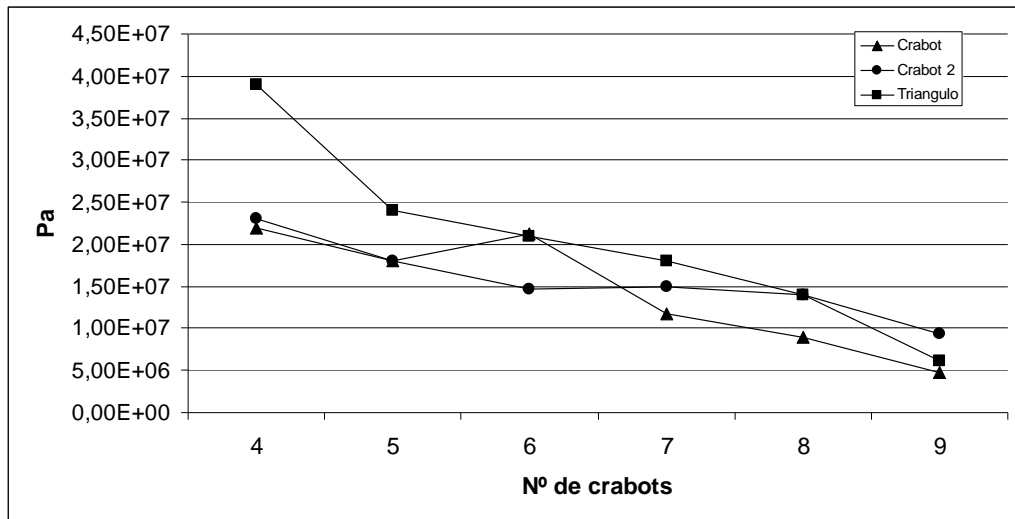


Figura 82– Evolução da tensão de corte no plano XZ nos vários anéis sincronizadores.

No caso das tensões de corte XZ voltamos a ter um valor referente ao anel com 6 “crabots” que diverge da evolução dos restantes casos.

A evolução dos resultados mostra que o crabot 2 apresenta menores variações quantos aos seus valores máximos sendo no caso dos anéis de 6,7 e 8 “crabots” quase estacionária situação que também se verifica no crabot triangular para os anéis de 5,6,7 e 8 onde a redução dos valores das tensões é mais visível. Aquele que apresenta uma evolução mais constante é o crabot standard. Nas tensões XZ vamos ter uma maior concentração junto à base mas também junto às arestas e principalmente aquelas dos diâmetros interiores do “crabot” o que faz com que o crabot triangular sofra um aumento considerável de tensão na sua face de menor diâmetro.

9.4.5 Análise de resultados

Vistos os resultados obtidos podemos afirmar que os resultados obtidos estão em termos globais próximos daquilo que seria esperado que era a diminuição do valor da tensão com o aumento do número de “crabots” e os anéis que contém o crabot 2 serem aqueles que apresentam menores valores de tensão.

Do ponto de vista estático a melhor opção entre as diferentes possibilidades de construção seria o anel sincronizador com 9 “crabots” com crabot 2, mas para termos uma maior certeza quanto à melhor opção devemos entrar em linha de conta com a facilidade de sincronização, parâmetro esse que será analisado nos capítulos seguintes.

9.5 Interferência no engrenamento

Conhecidos que já são a nível estático o comportamento dos anéis com diversos números de “crabots” é interessante conhecer qual o seu comportamento ao nível de facilidade de engrenamento já que o mais lógico seria optar por uma solução de engrenamento com o maior número de crabots para que o esforço a que cada um está submetido ser menor e assim termos maiores coeficientes de segurança mas segundo alguns autores a experiência mostra que pode ser preferível optar por anéis com menos “crabots” que permitem obter uma maior ângulo, ou perímetro, disponível para engrenamento, ou seja, com menos “crabots” podemos ter um espaço maior para o “crabot” do anel sincronizador percorrer antes de engrenar no “crabot” da roda dentada, podendo ainda reduzir a probabilidade de existir interferência, choque entre as arestas mais exteriores dos “crabots” no movimento de aproximação, na aproximação do anel sincronizador à roda dentada.

Quanto ao ângulo disponível e como ele varia com o número de “crabots” e com o ângulo do próprio “crabot” podemos observar a seguinte variação:

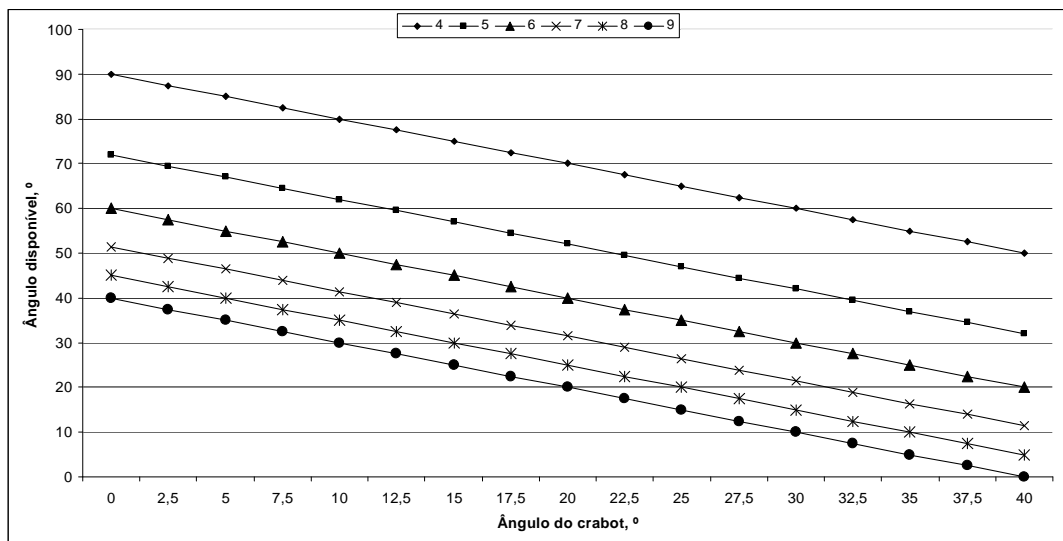


Figura 83– Evolução dos ângulos disponíveis nos vários anéis de sincronização.

Para termos uma melhor ideia de como o número de “crabots” altera esta situação foi efectuado um pequeno estudo de quantas passagens de “crabots” ocorreriam num ponto, durante um minuto, a uma dada velocidade de rotação, para os anéis com diferentes números de “crabots”. O resultado foi :

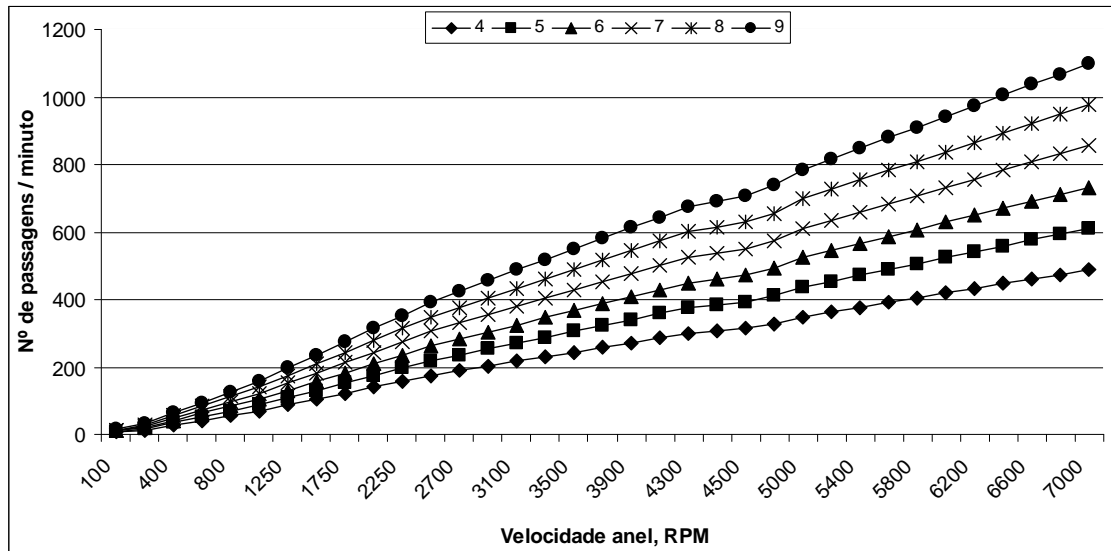


Figura 84– Evolução interferência nos vários anéis de sincronização.

9.5.1 Análise de resultados

Podemos verificar que como seria esperado quanto maior o número de “crabots” maior será a diferença, sendo que nos altos regimes, por exemplo nas 6600 RPM, temos uma previsão de cerca de 1036 passagens para o anel com 9 “crabots” enquanto no caso do anel com 4 “crabots” temos cerca de 460 passagens, ou seja, uma diferença de 500 passagens de “crabots” por minuto. Este facto é indicativo de que a adopção de um anel sincronizador com menos “crabots” pode ser benéfica em termos de engrenamento mesmo que isso signifique um aumento do carregamento e dos esforços internos, situação que pode ser compensada com a adopção de um material mais resistente para poder comportar este aumento de tensão.

9.6 Conclusão

Focando apenas os resultados aqui obtidos ficamos com a clara ideia que a redução do número de “crabots” permite um melhor engrenamento e permite reduzir as hipóteses da ocorrência de choques, e de acréscimo de desgastes, entre os “crabots” de engrenamento. O número de “crabots” óptimo seria de 4 “crabots” mas esta escolha estaria dependente do tipo de material que seria utilizado nos anéis de sincronização e também do tipo de maquinaria utilizado para a sua fabricação.

10 Conclusões e desenvolvimentos futuros

Conhecidos que estão todos os resultados, quer da cadeia cinemática, lubrificação, material utilizado, e dos anéis de sincronização podemos afirmar que os resultados obtidos mostram a solidez da caixa de velocidades em si e da adequação à utilização que lhe é conferida, mas temos que perceber que neste trabalho estivemos protegidos, se assim podemos dizer, pela segurança que a comparação e simulação teórica nos pode oferecer já que a verdadeira validação destes resultados teria de ser efectuada com base em testes reais submetendo as engrenagens e anéis de sincronização a milhões de ciclos de carga e aí poderíamos retirar mais informações preciosas quanto à sua resistência, à sua facilidade de engrenamento, aos problemas de lubrificação, problemas de gripagem entre outros. Esta situação ficou espelhada na situação do crabot triangular, que do ponto de vista teórico é uma solução indesejável mas no plano real é uma solução utilizada frequentemente.

Para desenvolvimento futuro, e tendo em linha de conta o que hoje conhecemos, os aspectos que deveriam ser estudados com maior profundidade seriam :

- Número de “crabots” presentes.
- Forma dos anéis de sincronização.
- Tempo de sincronização entre anel e roda.
- Análise do choque que ocorre entre “crabots” do anel e da roda.
- Escolha de um novo material para os anéis e rodas.
- Forma dos passeios dos anéis.
- Novo sistema de movimentação dos anéis.

No final a conclusão referente a uma possível alteração dos anéis que podemos retirar das simulações que efectuamos é que as alterações a serem levadas a cabo, e testadas, seria a de colocar maiores “crabots” de engrenamento, diminuir o número de “crabots” presente em cada anel e alterar o material dos anéis sincronizadores.

11 Bibliografia

- [1] René Hulin, Boîtes de vitesses.
- [2] Pinto Soares, Aços.
- [3] V. Zolotarevski, “Pruebas mecánicas y propiedades de los metales” ,Editora Mir Moscovo, U.R.S.S, 1976.
- [4] MAAG Gear Company Ltd, MAAG Gear Book, January 1990, Zurich, Switzerland.
- [5] J. Almacinha, Caracterização de uma engrenagem cilíndrica exterior com dentado em envolvente de círculo (Capítulo 2), em “Contribuição para a análise elasto-estática de engrenagens paralelas”, Publicação DEMEGI, F.E.U.P – Faculdade de Engenharia Universidade do Porto, 1996.
- [6] G. Henriot, Traité théorique et pratique des engrenages. 5^a Ed. Paris. Dunod. 1983 tome 2.
- [7] Jean Frêne, Daniel Nicolas, Bernard Degueurce, Daniel Berthe, Maurice Godet et Gilbert Riollot, “Lubrification Hydrodynamique Paliers et Butées”, Collection de la direction des Études et Recherches d’électricité de France, Edition Eyroles, Paris.
- [8] B.J. Hamrock, “Fundamentals of Fluid Film Lubrication”. McGraw – Hill International Editions, Mechanical Engineering Series, New york, USA , 1994.
- [9] “Motorsport News”, Janeiro de 2008, Edições Fuchs.
- [10] G. Henriot, La lubrification des engrenages, em La Lubrification Industrielle – Tome 1- Transmissions, Compresseurs, Turbines, Publications de L’Institut Français du Pétrole, Éditions Technip, Paris, 1984.
- [11] Daniel Play, Laszlo Lovas, Synchronisation des boîtes de vitesses –Modélisation.
- [12] Jorge Seabra, Carlos Oliveira, José Rodrigues, Pedro Ribeiro, Pedro Camanho- Dinâmica do ponto material e do corpo rígido, Publicação F.E.U.P –Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- [13] R. Gohar, Elastohydrodynamics, Ellis Horwood Limited, Chichester, England, 1988.

Anexo A – Caixas de velocidades

A.1 - ZeroShift

O sistema de caixas de velocidades que é apresentado pela ZeroShift é um sistema baseado simplesmente em dois anéis que vão ser movimentados pela acção do garfo da caixa de velocidades, e por sua vez movimentar os “crabots” de engrenamento que estão inseridos nas cavidades do “passeio” dos anéis e que vão engrenar na própria roda dentada. Este desenho dos anéis permite obter intervalos de sincronização quase nulos, já que como podemos ver pela figura A.1.1 e A1.2, quando um dos anéis é deslocado o outro continua engrenado e só quando o anel que foi deslocado estiver engrenado é que o segundo anel se desengrena, permitindo assim tirar partido da quase inexistência de quebras de binário.

Este sistema permite obter uma melhor *performance*, acelerações constantes e uma quase inexistência de falhas de binário, como existe uma poupança no consumo de combustível, visto que algumas perdas de potência que se verificam em outros tipos de caixas de velocidades devido à quantidade de mecanismos presentes neste tipo de caixa de velocidades são eliminadas.

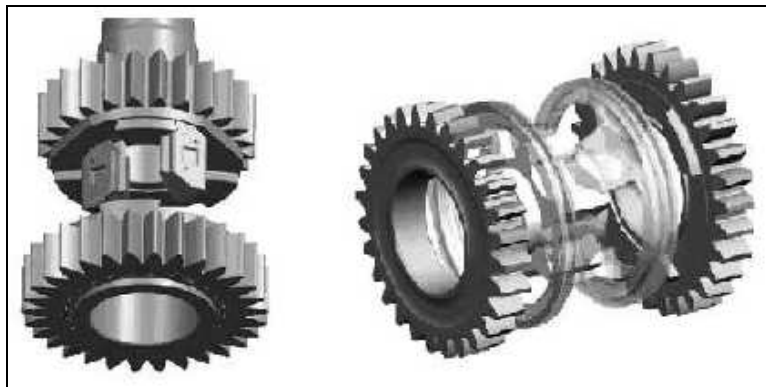


Fig. A1.1 e A1.2 : Demonstração do engrenamento ZeroShift.

A.2- Considerações Geométricas

A.2.1- Linha de engrenamento

A linha de engrenamento é o local geométrico dos pontos de contacto sucessivo de dois dentes em engrenamento é uma recta AB.

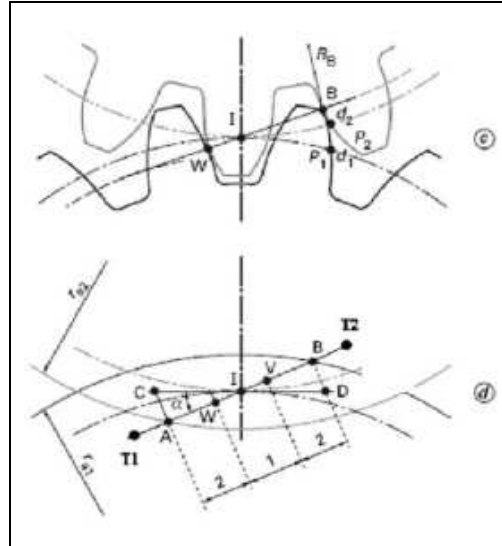


Fig. A2.1: Engrenamento de dois perfis conjugados.

Neste tipo de engrenamento o ponto A é o início do engrenamento o ponto B é o fim do engrenamento sendo que o ponto I é o ponto primitivo. O comprimento \overline{AB} é o comprimento de condução, sendo dividido em comprimento de aproximação $\overline{AI} = g_a$ e por comprimento de afastamento $\overline{IB} = g_f$. A cada um destes comprimentos vai corresponder o respectivo ângulo de aproximação θ_{ap} e ângulo de afastamento θ_{af} . Podemos ainda definir o arco de condução a_t que é o arco no qual os dentes rolam sem escorregamento entre eles, sendo definido por :

$$a_t = \frac{\overline{AB}}{\cos \alpha}$$

A razão de condução ε_α à relação entre o comprimento de condução \overline{AB} e o passo de base ou ainda aquela entre o arco de condução a_t e o passo primitivo:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\overline{AB}}{p_b} = \frac{a_t}{p}$$

A.3 - “Cota sobre K dentes”

O parâmetro cota sobre k dentes, W_k , serve para podermos obter rapidamente os ângulos de pressão, conhecidos os módulos normais de cada um dos trens de engrenagens. Este parâmetro define a distância que existe entre k dentes :

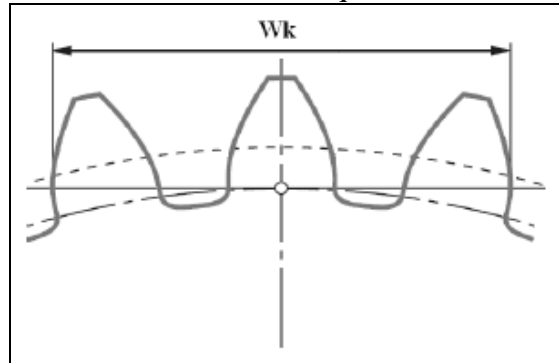


Fig. A3.1 :Distância medida pela cota sobre k dentes.

Antes de se medir é importante conhecer quantos dentes, k , é que devem ser medidos, sendo esse valor dependente do número de dentes, z_i , como do seu ângulo de pressão de referência, α_0 , por:

$$k = 0.5 + \frac{z \alpha}{\pi}$$

Conhecendo o valor de k podemos então medir, sendo a forma de retirar os valores pode ser esquematizada da seguinte forma:

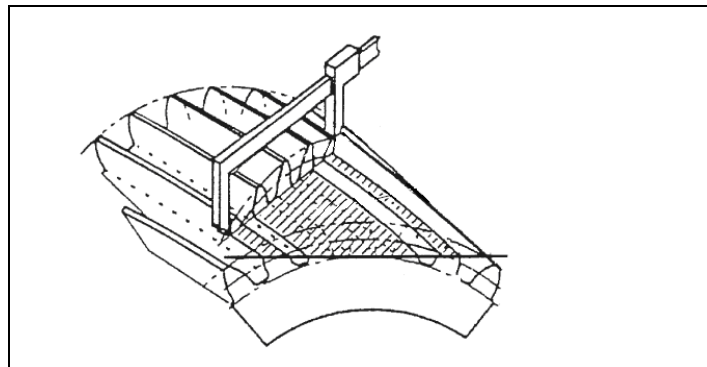


Fig. A3.2 : Exemplo do procedimento para obtenção de W_k .

O valor obtido poderá corresponder à cota sobre k dentes corrigida, W'_k , quando o dentado já se encontra corrigido ou poderá ser apenas cota sobre k dentes, W_k , se a correcção não tiver sido efectuada.

As fórmulas utilizadas no caso de engrenagens paralelas de dentado recto são:

- Cota sobre k dentes não corrigida: $W_k = m_0 \cos (\alpha_0) [(k - 0.5) \pi + z \operatorname{inv} \alpha_0]$

- Cota sobre k dentes corrigida: $W'_k = W_k + 2 \times m_0 \sin (\alpha_0)$

Anexo B- Caracterização do Material

B.1 – Constituintes do material

B.1.1 -Cementação:

A cementação é um tratamento térmico que consiste em carbonizar a camada superficial da peça, sendo necessário envolver a peça num cimento e que em seguida é aquecida durante um certo tempo (dependendo do material e do cimento) a uma temperatura entre os 870° C e 930° C. Este aquecimento faz com que o carbono activo se transmita para a camada superficial e quanto maior o período de tempo maior será a penetração na camada. Após ser carbonizada a peça é temperada, o que vai levar a que a camada cementada tenha uma dureza elevada e que no seu núcleo a tenacidade seja conservada e a dureza se mantenha com valores inferiores em à camada superficial.

Neste processo parte-se normalmente de um aço com teores de carbono entre os 0,2% e os 0,25%, valores que se elevam para os 0,8% - 1.1% com a cementação.

B.1.2-Elementos de liga presentes:

- Carbono, C : Este elemento é o mais importante elemento de liga, sendo aquele que aumenta a dureza e a resistência dos aços no estado recozido e nos aços temperados está presente em solução na martensite, sendo responsável pelas tensões internas que levam à sua dureza da estrutura.

- Silício, Si : Este elemento de liga, geralmente um desoxidante, é introduzido como um elemento que confere um aumento do limite elástico ao aço e aumenta a sua resistência à tracção e ao desgaste. Quando em grandes quantidades (acima dos 12%) vamos ter problemas na maquinagem das peças, sendo aconselhável a obtenção das mesmas por fundição.

- Níquel, Ni : Este elemento de liga, também um desoxidante, aumenta a penetração de têmpera e aumenta a tenacidade dos aços. Uma das suas propriedades é a de conseguir uma diminuição da condutibilidade térmica e condutividade eléctrica, o que faz com que seja possível aumentar a resistência a quente.

- Manganês, Mn : Como pertence à classe dos desoxidantes, o que para além de aumentar o limite elástico e a resistência à tracção, promove também a penetração da têmpera. Outras propriedades adicionadas é o facto de o Manganês conferir melhores propriedades de maquinagem e melhores propriedades de resistência à fissuração a quente.

- Crómio, Cr : Este elemento de liga quando se combina com o carbono vai promover a formação de carbonetos de crómio que aumentam o poder de corte e a resistência ao desgaste, mas retirando resiliência ao material. Outra propriedade interessante é o facto de ele permitir que a têmpera seja efectuada em banho de óleo ou ar.

B.2-Material utilizado

O material utilizado para efectuar a análise metalográfica de um dos dentes das engrenagens e de um dos “crabots”:

Tabela B2.1: Material utilizado na metalografia ao “crabot” e ao dente da engrenagem.

		Dente e “crabot”	
Corte	Disco		CAA60-05-B80
	Máquina		TR60
	Marca		Remet /Alemanha
Montagem em resina	Frio	Resina	Não aplicável
		Marca	Não aplicável
	Quente	Máquina	Prestopress – 2
		Resina	Durofast
		Marca	Struers
Identificação da amostra	Máquina		Não aplicável
	Marca / Origem		Não aplicável
Lixamento	Lixas #csi		80; 180; 320; 800
	Máquina		Rotopol -21
	Marca / Origem		Struers / Dinamarca
Polimento	Panos		Duros ; Moles
	Abrasivo		Diamante 3, 1 µm
	Lubrificante		Azul
	Máquina		Rotopol -21
	Marca / Origem		Struers / Dinamarca
Ataque Quimico	Reagente		Nital 2%
	Tempo		2 minutos
Observação Microscopia	Microscópio		Axiophot
	Marca / Origem		Zeiss / Alemanha
	Fotos	Máquina	DP -10
		Software	Olympus DP-Soft
		Marca	Olympus

Anexo C- Rugosidade e processos

Na análise de erros da superfície real em relação à superfície geométrica, podemos distinguir:

- Erros macro-geométricos: medidos com instrumentos de medição convencionais.
- Erros micro-geométricos: medidos somente com instrumentos especiais, tais como rugosímetros, perfilógrafos.

C.1-Erros micro-geométricos

Podemos classificar os erros micro-geométricos quanto à relação entre comprimentos de onda e a sua amplitude:

- Ondulação: é o conjunto das irregularidades repetidas em ondas de comprimento bem maiores que a sua amplitude, sendo a sua frequência baixa.
- Rugosidade superficial: conjunto de irregularidades repetidas em ondas de comprimento semelhantes à sua amplitude, o que faz a sua frequência elevada.

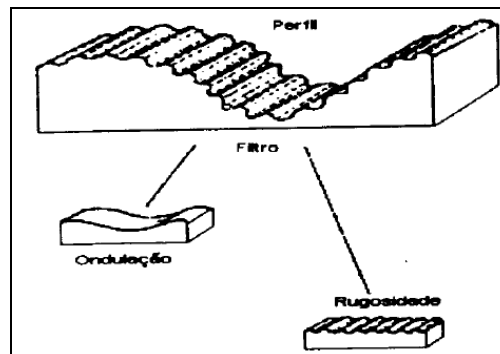


Fig. C1.1: Separação entre rugosidade e ondulação.

A separação das frequências medidas é realizada por filtragem, que separa o perfil de rugosidade dos defeitos macro através do valor de frequência. Esse valor limite abaixo do qual os defeitos são considerados macro-defeitos denomina-se “cutt-off”, sendo que os filtros que não filtram valores abaixo do “cutt-off” denominam-se filtros passa-alto.

C.2-Sistemas de medição

Os sistemas de medição da rugosidade utilizados podem ser o sistema de linha média e o sistema da envolvente.

C.2.1-Sistema da linha média

Neste sistema todas as grandezas são definidas a partir de uma linha de referência, a linha média. A linha média é uma linha disposta paralelamente à direção geral do perfil situada a uma cota onde a área acima da linha é igual à área abaixo do perfil.

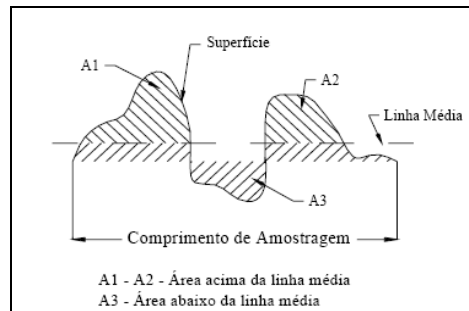


Fig. C2.1.1 : Representação da linha média.

O percurso do rugosímetro apalpa a superfície, sendo que é possível definir diversos percursos e comprimentos característicos no percurso de medição:

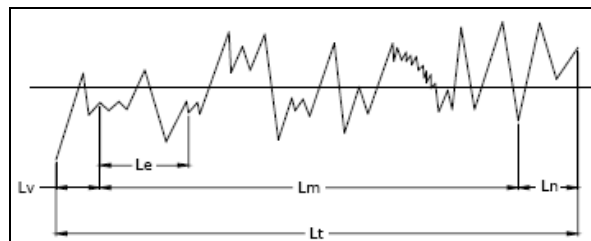


Fig. C2.1.2 : Percursos possíveis de serem definidos no comprimento de medição.

- L_t : Percurso total, comprimento total do percurso percorrido pelo apalpador.
- L_v : Percurso inicial, é a primeira parte do percurso que não é utilizado na avaliação da rugosidade, apenas serve para amortecimento das oscilações mecânicas e elétricas.
- L_m : Percurso de medição, é a extensão útil para efeitos de medição da rugosidade.
- L_e : Comprimento de amostragem, é igual a 1/5 do percurso de medição e deve ser suficiente para conter elementos representativos.
- L_n : Percurso final, é a última parte do comprimento de medição que não é utilizado para efeitos de medição.

Os parâmetros que podem ser utilizados para avaliação da rugosidade são:

-Rugosidade média, R_a : É a média aritmética dos valores absolutos das ordenadas dos afastamentos dos pontos do perfil de rugosidade em relação à linha média, dentro do percurso L_m .

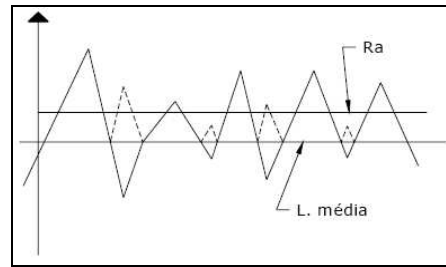


Fig. C2.1.3 : Representação da rugosidade média, R_a .

-Rugosidade média, R_z : É a média aritmética dos 5 valores da rugosidade parcial Z_i , que por sua vez é definida pela soma dos valores absolutos das ordenadas de maior afastamento (negativo e positivo) dentro de um comprimento de amostragem L_e .

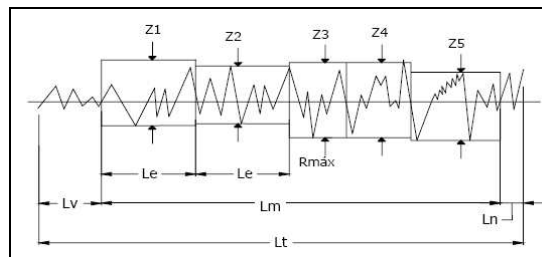


Fig. C2.1.4 : Representação da rugosidade média, R_z .

-Rugosidade máxima, $R_{máx}$: É o maior valor das rugosidades parciais Z_i que se apresenta no percurso de medição, L_m . Neste caso vamos ter R_y , que representa a maior distância pico-vale.

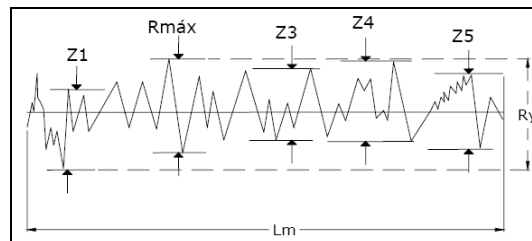


Fig. C2.1.5 : Representação da rugosidade máxima, $R_{máx}$.

-Desvio médio quadrático, R_q : É uma parâmetro que corresponde ao R_a , sendo bastante utilizado nos E.U.A onde se designa por R.M.S ,*Root Mean Square*, e pode ser aproximado por $R_q = 1,1R_a$. Neste caso a elevação ao quadrado aumenta o efeito das irregularidades que se afasta da média. Neste caso podemos ainda definir R_p como a altura máxima do pico mais elevado, acima da linha média e R_m que é a máxima profundidade do vale mais profundo, abaixo da linha média.

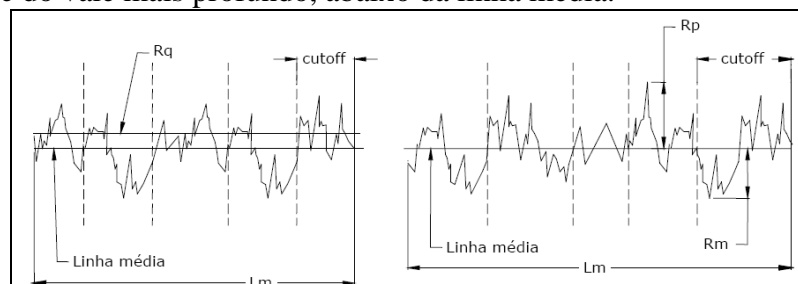


Fig. C2.1.6 e C2.1.7: Representação do desvio médio quadrático, R_q .

C.2.2-Sistema da envolvente

Este sistema baseia-se em linhas envoltórias que são descritas pelo centro de dois círculos de diâmetros diferentes (R e r) que rolam sobre o perfil real da peça, o que vai gerar duas linhas AA e CC. De seguida deslocam-se as linhas AA e CC até tocarem o perfil real da peça, ocupando as posições BB e DD.

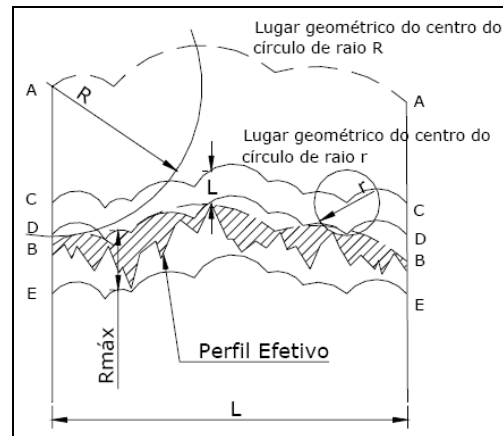


Fig. C.2.2.1: Disposição das linhas envoltentes.

A rugosidade é definida como sendo o erro do perfil real da peça em relação à linha DD, sendo o erro entre a linha DD em relação à BB a ondulação.

C.3-Classe de qualidade de Rugosidade

A rugosidade de uma superfície pode ser agrupada de acordo com o seu valor. As classes de qualidade de rugosidade geralmente utilizadas são :

Tabela C3.1 : Classe de rugosidade.

Classe	N ₁	N ₂	N ₃	N ₄	N ₅	N ₆	N ₇	N ₈	N ₉	N ₁₀	N ₁₁	N ₁₂
Ra	0,025	0,05	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,0	6,3	12,5	25,0	50
Rz	0,3	0,6	1,1	1,8	2,8	4,8	8,0	16	32	57	110	220
Rq	0,6	1,0	1,0	1,6	2,5	2,5	4,0	4,0	8,0	16	16	25

Os processos de acabamento superficial conhecidos e utilizados , e as respectivas classes de rugosidade resultantes da sua aplicação:

Tabela C3.2 : Processos de acabamento superficial.

Processos	Intervalo	
Rectificação	N ₂	N ₄
“Shaving”	N ₃	N ₅
Talhagem de precisão	N ₅	N ₆
Talhagem média	N ₆	N ₇
Talhagem medíocre	N ₇	N ₁₁

Conhecidos os intervalos de rugosidade de cada processo de acabamento superficial podemos definir também classificar e quantificar os processos de acabamento superficial quanto à sua rugosidade composta, após fabrico e após rodagem:

Tabela C3.4 : Rugosidade composta após fabrico e após rodagem.

Tipo de acabamento superficial	Rugosidade composta (µm)	
	Após fabrico	Após rodagem
Talhagem normal	2,3 – 4,6	1,2 – 2,3
Talhagem fina	1,2 – 2,3	0,9 – 1,7
“Shaving”	0,7 – 1,4	0,6 – 1,2
“Lapping”	0,6 – 1,1	0,4 – 0,9
“Honing”	0,3 – 0,6	0,2 – 0,4

Quanto aos tipos de classe de qualidade de rugosidade que se devem aplicar nas peças, principalmente em engrenagens e caixas de velocidades, os intervalos a considerar devem ser :

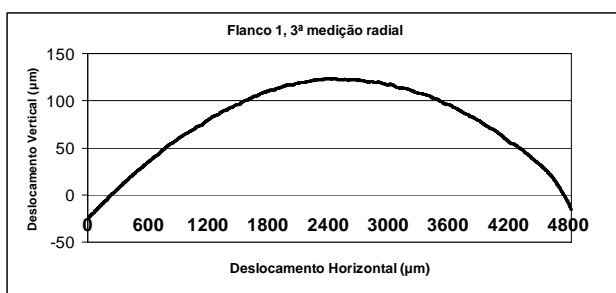
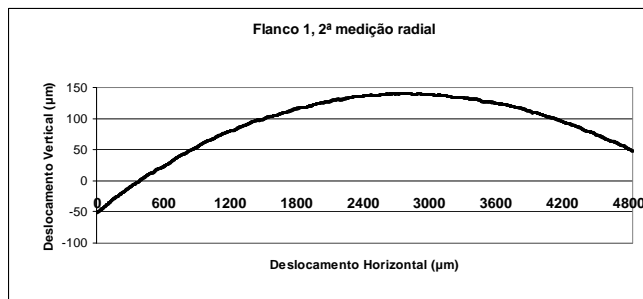
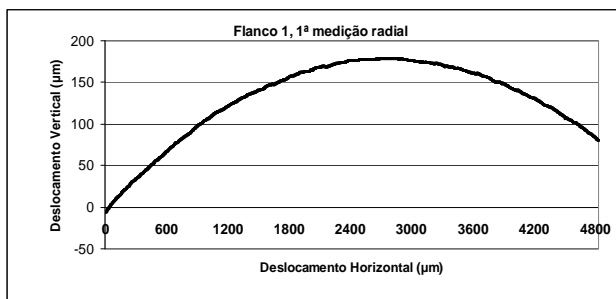
Tabela C3.5: Intervalos da classe de qualidade de rugosidade a seres aplicados.

Peças	Intervalos	
Engrenagens de alta velocidade	N ₃	N ₄
Caixas de velocidade de precisão	N ₄	N ₆
Automóveis	N ₅	N ₆
Camiões	N ₆	N ₈
Mecânica geral	N ₅	N ₈

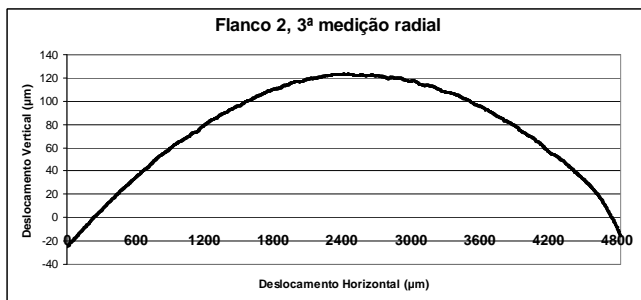
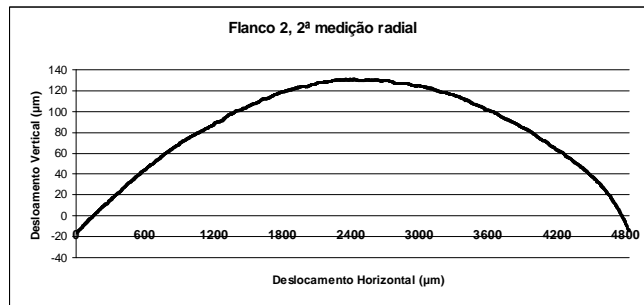
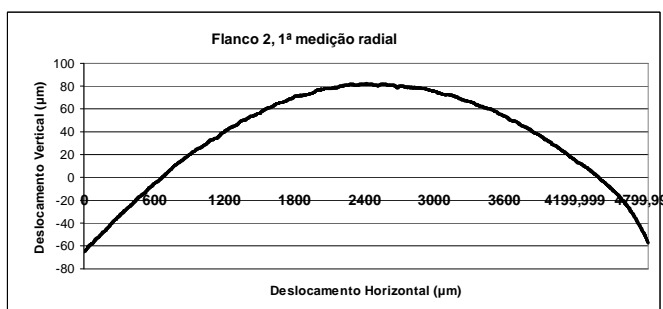
C.4-Medições Radiais e Transversais

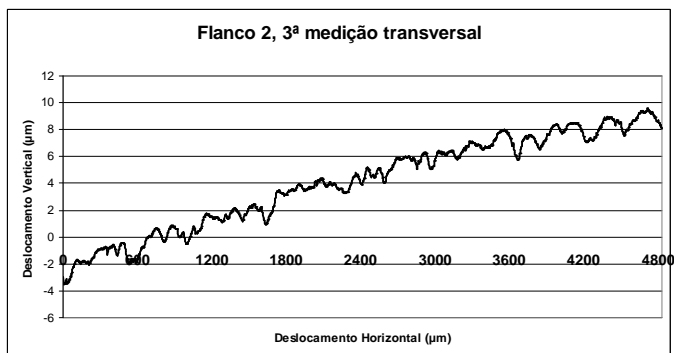
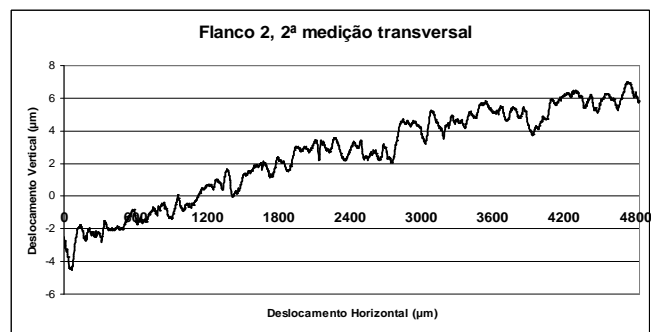
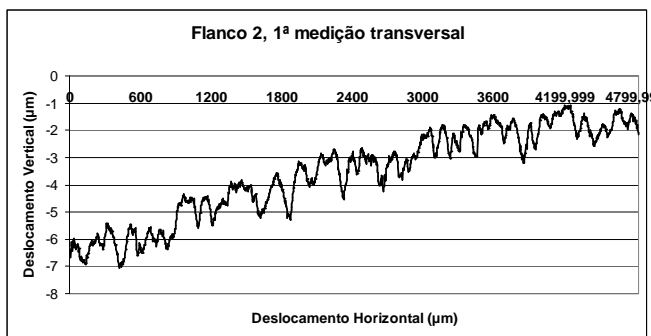
Os gráficos que resultam das medições nos dois flancos, na direcção radial e transversal são:

- Flanco 1:



-Flanco 2 :





C.4.1 Relatórios

Nas páginas seguintes seguem-se os relatórios obtidos durante a análise.

C.5-Processos de acabamento de superfície

C.5.1-Honing

É um processo de acabamento superficial para eliminar os erros superficiais dos flancos dos dentes das engrenagens que surge após o endurecimento e para a tornar mais suave. Pode ser denominado de “Shave grinding” já que por um lado possui a cinemática da maquinagem e de geometria da ferramenta igual ao “gear shaving” mas por outro têm as ferramentas de material, e velocidades de corte semelhantes ao “grinding”. No caso do “grinding” vamos ter um acabamento que deixa marcas de maquinagem numa direcção perpendicular à direcção de contacto das engrenagens, enquanto no “honing” vamos ter marcas de maquinagem na direcção do contacto. O *honing* não faz com que alguns erros sejam removidos apesar de existir remoção de material para corrigir alguns erros, especialmente em engrenagens que já foram previamente controladas, ou seja, só em engrenagens que já foram previamente controladas é que existe minimização de erros. Apesar dos seus elevados custos, devido à maquinaria que deve ser utilizada, as suas vantagens são:

- Redução do barulho das engrenagens;
- Maiores velocidades de entrada;
- A superfície aumenta a sua capacidade de carga e aumenta a sua duração;
- Previne a passagem de partículas resultantes do desgaste da utilização para o filme lubrificante.
- Não existe aumento de *backlash*, e aumenta a eficiência da engrenagem.
- Aumenta a resistência ao *pitting*.

As vantagens são dadas pela estrutura que lhe é conferida pelo processo, já que a estrutura de uma engrenagem *honed* assemelha-se a uma espinha de peixe, o que facilita a formação do filme lubrificante desde o *tip* do dente até ao *pitch*.

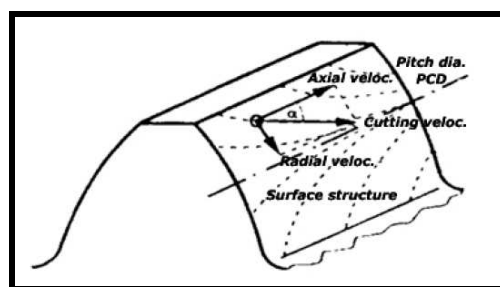


Fig. C5.1.1 : Esquema da superfície do flanco após o acabamento.

O processo de maquinagem consiste no contacto de rolamento em eixos diferentes da peça, o que leva à formação da espinha. Esta separação leva a que exista uma componente na direcção axial, o que leva a que a ferramenta de corte esteja em contacto como todo o flanco. As velocidades de corte são baixas, entre 0,5-10 m/s, o que faz com que não existam cargas térmicas durante o processo, ao contrário do *grinding* onde geralmente ocorriam “queimaduras do *grinding*” devido a excessivas cargas térmicas.

Estas baixas velocidades de corte fazem com que exista a indução de tensões de compressão elevadas na superfície do flanco (entre os 1000 e os 1600 N/mm²) o que leva a um melhor comportamento face ao desgaste como na esperança de vida.

C.5.2-Hobbing

O *hobbing*, ou talhagem por fresa-mãe, caracteriza-se pela talhagem de uma roda dentada helicoidal ou recta por uma fresa-mãe, de módulo m_0 e ângulo de pressão α_0 , por contacto directo. Neste processo, em termos teóricos, podemos efectuar a talhagem de uma infinidade de rodas dentadas apenas alterando alguns parâmetros como a inclinação do filete da fresa, o ângulo de pivoteamento da fresa, avanço axial da fresa-mãe e o ângulo da ferramenta.

Em termos teóricos a forma de um dente é uma involuta teórica, o que faz com que o gume de corte esteja alinhado simetricamente com um eixo e sem inclinação tendo os seus lados uma inclinação igual ao ângulo de pressão com a base e o topo do dente lisos e paralelos entre si. Quando necessário proceder à introdução de correcções de *addendum* para se poder utilizar pinhões com reduzido número de dentes podemos modificar a fissura para uma forma epicycloidal no *tip* do dente ou por fresar para um diâmetro de cabeça diferente. Como as relações entre a fresa-mãe e a roda dentada se mantêm iguais estas alterações vão levar a um diâmetro primitivo correcto, mas a espessura do dente não vai ser igual ao espaçamento na fresa-mãe.

C.5.3-Grinding

Em português *grinding* pode ser traduzido por esmerilamento. Este processo pode-se caracterizar sucintamente pela utilização de um elemento granuloso, duro e abrasivo e em rotação que por sua vez vai efectuar o arranque de material desejado na superfície de trabalho como se pode demonstrar.

As soluções construtivas são variadas e vão depender do volume e da complexidade da peça, estando a gama de esmeriladoras compreendidas entre as esmeriladoras de mesa, esmeriladoras de cintas, esmeriladoras de furo, sendo que tolerâncias de $\pm 0.0002\text{mm}$ na precisão das medidas são perfeitamente conseguidas pela maioria das máquinas.

Os tipos de construção mais comuns são as mandriladoras de mesa plana, ou *flat surface* na literatura inglesa, onde temos a possibilidade de controlar a velocidade do elemento abrasivo, a cota da mandriladora e permite efectuar diversas passagens sobre a mesma superfície.

Anexo D - Óleos lubrificantes

D.1-Aditivos nos lubrificantes

Os aditivos são agentes químicos que conferem propriedades aos óleos lubrificantes depois de acabados. Podem ser divididos em:

- Aditivos que melhoram o I.V: Permitem aumentar a viscosidade a baixas temperaturas e/ou manter a viscosidade a altas temperaturas para assim a manter a fluidez.

- Aditivos anti-desgaste (AW) e extrema pressão (EP) : Os AW servem para reforçar a formação do filme protector por reacção com as superfícies metálicas em contacto. Os aditivos EP servem para evitar a adesão das superfícies metálicas em escorregamento relativos em condições de extrema pressão.

- Anti-oxidantes: Destinam-se a evitar ou retardar a reacção dos hidrocarbonetos com o oxigénio.

- Detergentes, Inibidores de corrosão, de ferrugem e de espuma.

D.2-Fichas técnicas dos lubrificantes

Nas páginas seguintes encontram-se as fichas de produto referentes aos lubrificantes, cedidas pela Fuchs Portugal.

D.3-Viscosidade

D.3.1-Generalidades

A viscosidade de um fluido pode ser encarada como o atrito interno das moléculas desse mesmo fluido, este atrito interno faz com que seja necessário aplicar uma força sobre esse fluido para vencer o atrito interno e o deslocar.

D.3.2-Coeficiente de viscosidade dinâmica

O coeficiente de viscosidade dinâmica, η , é o parâmetro que nos permite medir qual o atrito interno de um fluido em movimento, já que devido ao seu movimento ele apresenta diversas zonas de velocidades diferentes.

As suas dimensões são $\frac{M}{LT}$, sendo no sistema S.I expressas como $\frac{Kg}{ms}$.

D.3.3-Coeficiente de viscosidade cinemática

O coeficiente de viscosidade cinemática, ν , é o parâmetro que nos permite obter a relação que existe entre o coeficiente de viscosidade dinâmica e a sua massa específica

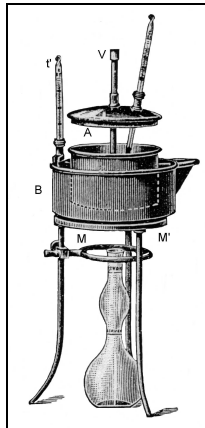
para as mesmas condições: $\nu = \frac{\eta}{\rho}$. As suas dimensões são $\frac{L^2}{T}$, no sistema S.I são

expressas como $\frac{m^2}{s}$, o Stokes (St), sendo prática corrente exprimir em centiStokes (cSt), a centésima parte de um Stoke.

D.3.4-Viscosímetro de Engler

Para a determinação da viscosidade do óleo vai ser necessário utilizar o viscosímetro de Engler (que deve o seu nome ao seu inventor Karl Oswald Victor Engler).

Segundo as normas ISO DIN o viscosímetro deve apresentar a seguinte montagem:



Fi g. D.3.4.1. : Esquema do viscosímetro de Engler.

Este instrumento é constituído pelo corpo principal, construído em latão, que por sua vez apresenta um recipiente na zona central onde está colocado o óleo (cerca de 220 ml), e uma zona envolvente onde esta colocada água, que serve de meio de propagação de calor, fornecido por uma resistência eléctrica mergulhada nesse líquido, já que assim podemos ter aumentos de temperaturas mais faseados e permite-nos conseguir fixar uma temperatura mais facilmente.

A temperatura do óleo por sua vez é controlada por um termómetro, sendo a temperatura da água controlada por outro termómetro. Estes termómetros podem ser colocados na sua tampa superior. O aspecto do corpo central é:



Fig. D.3.4.2: Corpo do viscosímetro de Engler.

Para ajudar neste processo de aquecimento podemos utilizar o agitador de accionamento manual, que ao ser agitado permite um aquecimento mais uniforme do óleo e não criar um gradiente muito significativo entre a zona próxima da resistência e as outras. Quando a temperatura é atingida e estabilizada o óleo é escoado para um recipiente com uma capacidade de 200ml através de um orifício na sua zona inferior ,



Fig. D.3.4.3: Orifício do viscosímetro de Engler.

A determinação da viscosidade pode ser feita a partir do cálculo dos graus de Engler (°E). Os graus de Engler são calculados a partir da comparação entre o tempo ($\Delta t_{\text{óleo}}$) de escoamento de 200ml de óleo e do tempo de escoamento de 200ml de água ($\Delta t_{\text{água}}$):

$$^{\circ} E = \frac{\Delta t_{\text{óleo}}}{\Delta t_{\text{água}}}$$

Conhecidos os graus de Engler podemos então determinar o seu coeficiente de viscosidade cinemática, ν :

$$\nu = 7,624.^\circ E - \frac{2,717}{^\circ E - 1,522}$$

Para determinarmos a densidade do óleo devemos proceder à pesagem de uma proveta de 20ml de óleo (V_2) e pesar a mesma proveta vazia (V_1):

$$\rho = \frac{(V_2 - V_1).g}{20cm^3}$$

Conhecidos os valores da densidade do óleo e o seu coeficiente de viscosidade cinemática podemos calcular o coeficiente de viscosidade dinâmica, η :

$$\eta = 7,58.\rho.^\circ E$$

D.3.4-Norma ASTM

Uma das normas mais utilizadas para prevermos como o óleo se vai comportar com o aumento da temperatura, ou a sua termo viscosidade, é a norma ASTM D341. Esta norma estabelece a seguinte equação para prever a variação da viscosidade com a temperatura :

$$\boxed{\text{Log Log}(v + a) = n - m \text{Log}(T)}$$

Onde :

ν – Viscosidade

T- Temperatura (em graus Kelvin)

m,n,a – constantes que dependem de cada uma dos lubrificantes.

Para determinarmos as constantes **m** e **n** podemos utilizar a expressão acima mencionada, sendo que a constante **a** é 0,7 ,

$$\begin{cases} \text{Log Log}(v_0 + a) = n - m \text{Log}(T_0) \\ \text{Log Log}(v_1 + a) = n - m \text{Log}(T_1) \end{cases},$$

onde,

$$\text{Log Log}(v_0 + a) - \text{Log Log}(v_1 + a) = -m \text{Log}(T_0) + m \text{Log}(T_1),$$

$$\text{Log} \left[\frac{\text{Log}(v_0 + a)}{\text{Log}(v_1 + a)} \right] = m \left[\frac{\text{Log}(T_1)}{\text{Log}(T_0)} \right],$$
$$m = \frac{\log \left[\frac{\log(v_0 + a)}{\log(v_1 + a)} \right]}{\log \left(\frac{\theta_1 + 273}{\theta_0 + 273} \right)},$$

sendo que **n** pode ser determinado da seguinte forma,

$$n = \text{Log Log}(v_0 + a) + m \text{Log}(T_0)$$

$$n = \text{Log Log}(v_1 + a) + m \text{Log}(T_1)$$

D.4-Valores da Termo viscosidade

Tabela D.4.1 –Valores da termo viscosidade.

Temp. (°C)	Termo viscosidade
30	464,80
35	347,00
40	263,78
45	203,90
50	160,05
55	127,43
60	102,80
65	83,95
70	69,33
75	57,85
80	48,75
85	41,45
90	35,53
95	30,70
100	26,72
105	23,41
110	20,65
115	18,31
120	16,33
125	14,64
130	13,19
135	11,93
140	10,84
145	9,89
150	9,06
155	8,32

D.5-Espessura do Lubrificante

Conhecidas que são as espessuras do filme lubrificante no centro do contacto **h₀** e de qual a espessura mínima do filme lubrificante **h_m**, que ocorre no final da zona de altas pressões, podemos perceber que no caso das engrenagens os pressupostos da lubrificação elastohidrodinâmica não se aplicam já que o filme lubrificante sofre uma deformação por corte elevada, devido ao gradiente de pressão e às velocidades de rolamento e escorregamento a que está submetido, o que leva a uma diminuição da espessura do filme lubrificante dando origem à espessura do filme lubrificante no centro

do contacto corrigida térmicamente, h_{0T} ,

$$h_{0T} = \phi_T h_0,$$

diminuição essa que pode ser traduzida pelo factor Φ_t [10]. Nas análises do filme lubrificante em engrenagens devemos também ter em conta o efeito da rugosidade, que podem provocar deformações elásticas locais e que cuja severidade dessas deformações fica dependente da espessura do filme lubrificante corrigido termicamente como da própria rugosidade. Assim teremos de recorrer ao conceito de espessura específica do filme lubrificante que relaciona estes dois parâmetros:

$$\Lambda = \frac{h_{0T}}{\sigma} \quad \Leftrightarrow \quad \Lambda = \frac{h_{0T}}{\sqrt{(R_{q1})^2 + (R_{q2})^2}}$$

Assim podemos ter três tipos de regimes de lubrificação:

- Filme Limite , $\Lambda < 0,7$: Inexistência de um filme lubrificante e onde a força normal de contacto é totalmente suportada pelo contacto metal-metal entre os picos de rugosidade.
- Filme Misto, $0,7 < \Lambda < 2,0$: Força normal de contacto suportada quer pelo contacto metal-metal quer pelo filme lubrificante EHD.
- Filme Completo, $\Lambda > 2,0$: Força normal totalmente suportada pelo filme lubrificante EHD, que impede os contactos metal-metal.

Anexo E - KISSsoft

E.1-Dados dos perfis do dente :

O perfil de dente que está armazenado na biblioteca do KISSsoft é construído segundo os seguintes parâmetros:

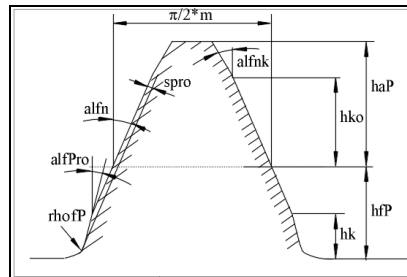


Fig. E.1.1: Parâmetros caracterizadores do perfil.

Atendendo à nomenclatura apresentada anteriormente, os valores dos parâmetros dos perfis A,B,C e D, segundo a norma ISO53.2, são :

Tabela E.1.1 : Valor dos parâmetros dos quatro tipo de perfis.

	hfP	rhofP	haP
A	1,25	0,38	1,0
B	1,25	0,3	1,0
C	1,25	0,25	1,0
D	1,4	0,39	1,0

E.2-Correção do dentado:

As correcções de dentado servem para alterar a geometria da cabeça do dente da engrenagem, podendo tornar a cabeça mais pontiaguda ou mais plana, dependendo se a correcção foi positiva ou negativa, como podemos ver pelo seguinte exemplo:

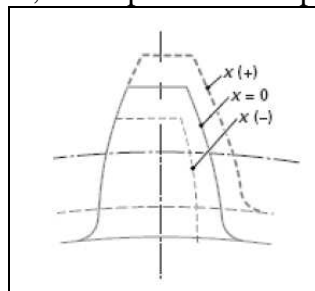


Fig. E.2.1 : Evolução da forma dos dentes com a correcção.

As correcções que são aplicadas no dentado devem ser calculadas tendo em conta o tipo de engrenagem que é apresentado. Assim deve-se calcular em primeiro lugar o entre-eixo normal, **a**, diferente do entre eixo de funcionamento, **a'**, este já afectado pela

correção aplicada como o valor do ângulo de pressão de funcionamento, α' , que nos vai permitir obter :

$$\text{inv } \alpha' = \text{inv } \alpha_0 + 2 \tan \alpha_0 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$$

$$a' = a \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha'}$$

Desta simples correção podemos obter $x_1 + x_2$.

Outra das motivações para aplicação da correção do dentado é conseguirmos fazer com que o esforço aplicado em cada contacto deixe de ser descontínuo e passe a ser mais progressivo, logo mais suave. Este fenómeno pode ser constatado pelos seguintes exemplos da mesma engrenagem mas com valores de correção diferentes:

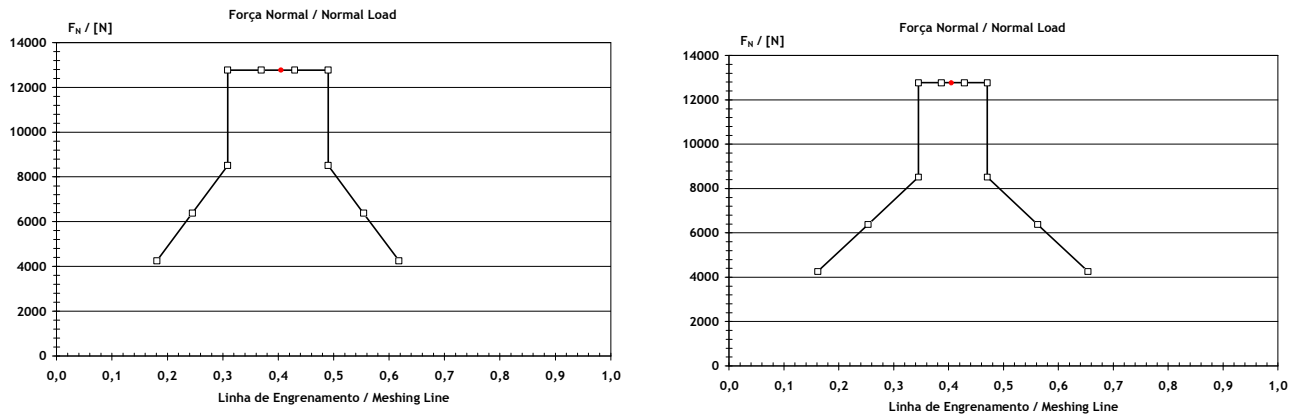


Fig. E.2.2 e E.2.3: Gráfico do esforço aplicado na linha de engrenamento para correção nula; Gráfico do esforço aplicado na linha de engrenamento para correção positiva.

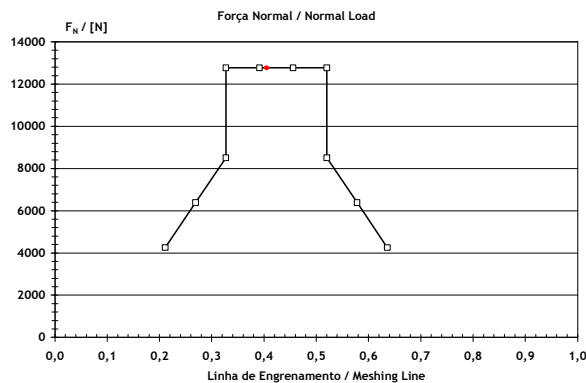


Fig. E.2.4: Gráfico do esforço aplicado na linha de engrenamento para correção negativa.

Mas as correcções que podem ser aplicadas no dentado devem obedecer a alguns critérios, sendo que usualmente se utiliza algumas normas ISO para essa orientação, sendo regra comum obedecer à seguinte recomendação ISO:

Zona I – zona de engrenamento favorável.

Zona II – zona de aumento de resistência à ruptura.

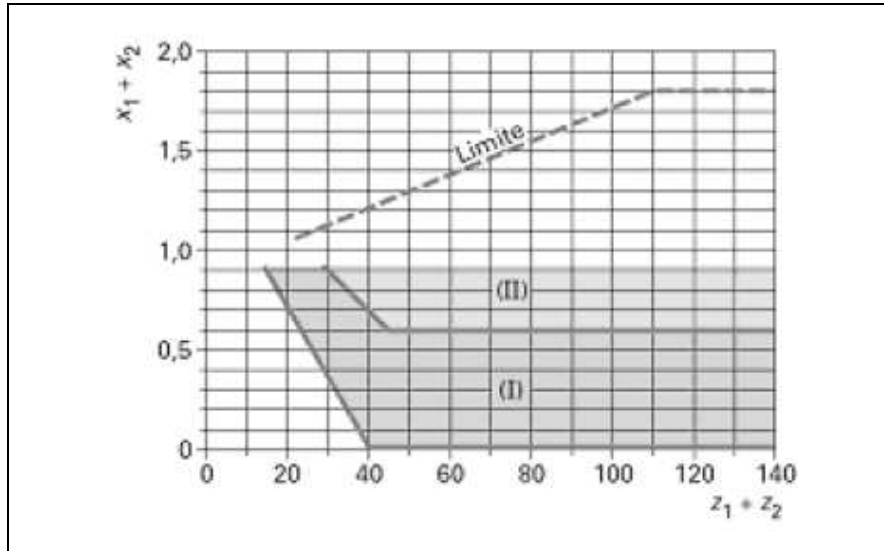
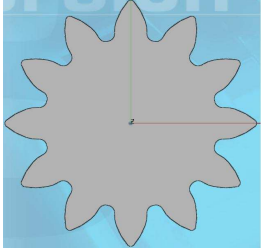
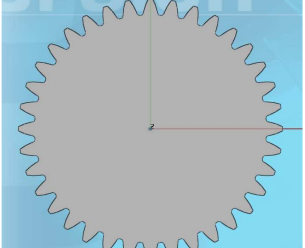
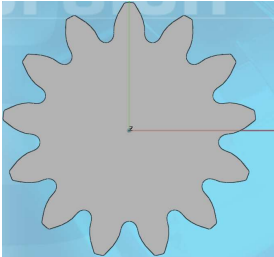
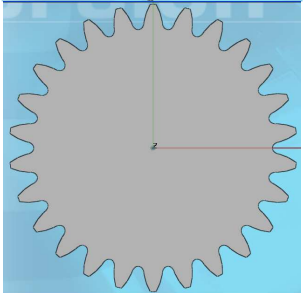
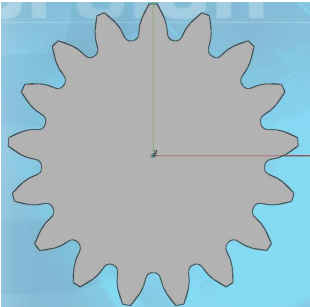
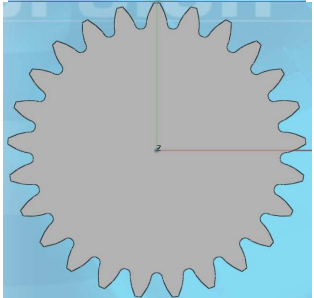
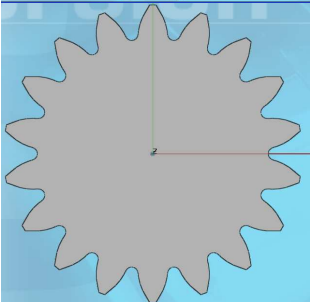
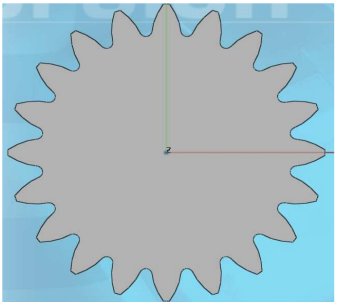
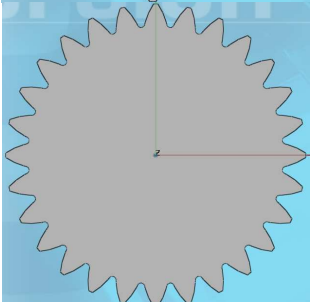
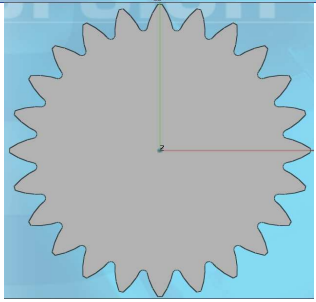


Fig. E.2.5 : Recomendação ISO para a correcção do dentado.

E.3-Representação Gráfica das rodas dentadas

Aproveitando as capacidades gráficas do problema podemos proceder à visualização 3D das engrenagens, o PARTgear 8.0, tendo sido os seguintes resultados:

Tabela : Imagens das rodas dentadas geradas pelo PARTgear 8.0.

Velocidade	LayShaft	MainShaft
1ª		
		
2ª		
		
3ª		
4ª		
5ª		

E.4 – Relatórios KissSoft

Nas páginas seguintes estão colocados alguns dos relatórios que obtivemos no KissSoft, como o de escorregamento específico e de coeficientes de segurança, sendo que por motivos de espaço os restantes relatórios, e ficheiros, obtidos foram colocados no CD anexo.

Anexo F- Rolamento

F.1-Software SKF

Neste processo de verificação de qual a vida nominal de cada um dos rolamentos foi utilizado o programa fornecido pelo site da SKF, que conhecidos alguns parâmetros como a velocidade de rotação, carga axial, coeficiente de contaminação, diâmetro do veio nos fornece uma previsão do número de horas e de ciclos que um determinado rolamento pode durar nessas condições. A interface desse software é o seguinte:

Fig. F.1.1 : Software da SKF.

F.2-Cálculo SKF

Utilizando o software fornecido pela SKF vamos poder obter uma previsão de qual a vida útil de um rolamento conhecidas as suas condições de funcionamento. Este software permite obter com maior rapidez os coeficientes a_1 , a_2 , a_3 e a_{SKF} e consequentemente o cálculo da vida nominal pelas diferentes fórmulas.

Neste cálculo mais simplificado devemos ter em consideração qual a carga e qual a rotação imposta ao rolamento e qual a viscosidade cinemática do lubrificante à temperatura de funcionamento. As condições de funcionamento impostas aos rolamentos foram:

Tabela F.2.1 : Condições impostas.

		Velocidade (rpm)	Força (kN)	Temp. (°C)	v (mm ² /s)	η_c
LayShaft	Rolamento 1	4400	21.4	70	69.32	0.8
	Rolamento 2	4400	7.9	70	69.32	0.8
MainShaft	Rolamento 1	1466.7	21.4	70	69.32	0.8
	Rolamento 2	5133.3	7.9	70	69.32	0.8

Os resultados obtidos foram:

Tabela F.2.2 : Parâmetros obtidos.

		a₁	a₂₃	a_{SKF}	k	v₁
LayShaft	Rolamento 1	1	2.5	1.36	8.17	8.49
	Rolamento 2	1	2.5	4.94	8.72	7.95
MainShaft	Rolamento 1	1	2.5	1.66	4.82	14.4
	Rolamento 2	1	2.5	10.1	8.71	7.95

F.3-Vida Nominal

Nestes casos o valor de L refere-se ao número de ciclos em milhões.

- Fórmula da vida nominal : $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$; p=3 para rolamentos de rolos p= 10/3 para rolamentos de esferas.

-Fórmula de vida nominal justificada : $L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$;

Neste caso a₁ é o factor de ajuste de vida para confiabilidade, a₂ é o factor de ajuste de vida para o material, a₃ é o factor de ajuste de vida para a condição de funcionamento. Os valores de a₁ podem ser dados por :

Tabela F.3.1 : Parâmetros obtidos.

Confiabilidade (%)	L_{na}	a₁
90	L _{10a}	1
95	L _{5a}	0,62
96	L _{4a}	0,3
97	L _{3a}	0,44
98	L _{2a}	0,33
99	L _{1a}	0,21

No caso dos valores de a₂ vamos ter normalmente a₂ = 1, sendo que este coeficiente pode ser maior para aços especiais.

No caso dos coeficientes de a₃ devemos considerar o seguinte diagrama:

- Fórmula de vida SKF: $L_{na} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$

Esta fórmula de cálculo é aconselhável para os rolamentos da marca SKF.Os valores de a₁ são aqueles que já foram calculados anteriormente sendo que os valores do parâmetro a SKF são calculados a partir da relação entre a carga estática (P) aplicada no rolamento, a carga limite de fadiga (P_u) e um coeficiente de contaminação (η_c). No caso do coeficiente de contaminação os valores de referência são:

Degree of cleanliness/ contamination	Factor η_c for bearings with mean diameter d_m (mm)	
	≤ 100	> 100
Cleanliness		
Extreme	1	1
High	0,8 .. 0,6	0,9 .. 0,8
Normal	0,6 .. 0,5	0,8 .. 0,6
Contamination		
Slight	0,5 .. 0,3	0,6 .. 0,4
Typical	0,3 .. 0,1	0,4 .. 0,2
Severe	0,1 .. 0	0,1 .. 0

Fig. F.3.1 : Valores de referência.

Os valores de a_{SKF} podem ser obtidos pelo seguinte diagrama :

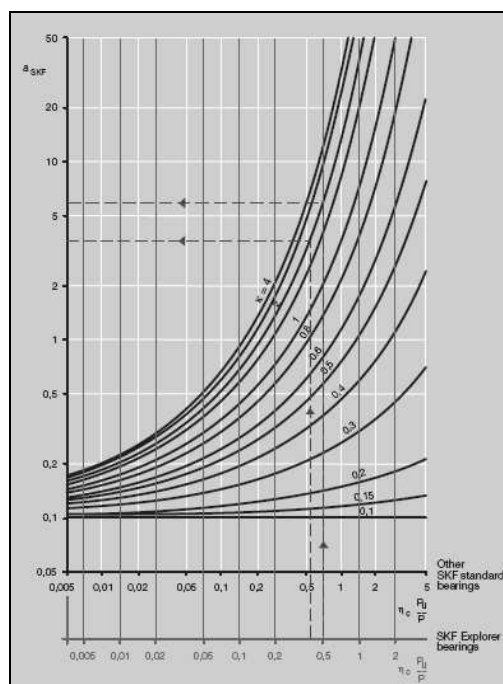


Fig. F.3.2 : Valores de referência.

